



PROJETO DE GRADUAÇÃO

ESTUDO DA INFLUÊNCIA DA INJEÇÃO DE MISTURA DE ETANOL E AGUA EM MOTORES DO CICLO DIESEL

Por,
Daniel Felipe Rocha Melo

UNIVERSIDADE DE BRASILIA

FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECANICA

PROJETO DE GRADUAÇÃO

**ESTUDO DA INFLUÊNCIA DA INJEÇÃO DE
MISTURA DE ETANOL E AGUA EM MOTORES
DO CICLO DIESEL**

POR,

Daniel Felipe Rocha Melo

Relatório submetido como requisito parcial para obtenção
do grau de Engenheiro Mecânico.

Banca Examinadora

Prof. Carlos Gurgel Veras, UnB/ ENM (Orientador)

Prof.^a Maria del Pilar Hidalgo, UnB/ FGA (Co-orientadora)

Prof. Fabio Alfaia da Cunha UnB/ FGA

Dedicatória(s)

Dedico este trabalho aos meus pais, a minha namorada, aos meus colegas de testes, aos meus amigos e principalmente a Deus

Daniel Felipe Rocha Melo

Agradecimentos

Agradeço ao meu orientador, Carlos Gurgel, por seu companheirismo e pela sua instrução, a minha co-orientadora, Maria del Pilar, pela sua orientação e auxílio para a obtenção dos frutos desse trabalho, aos meus colegas de testes os quais sem eles nada disso seria possível, e aos meus colegas de curso, os quais me deram todo o apoio para a conclusão deste trabalho e a minha namorada, a qual me incentivou e me deu todo o apoio para a conclusão deste trabalho.

Daniel Felipe Rocha Melo

RESUMO

A busca pelo uso de combustíveis renováveis para a geração de energia tem sido alvo de pesquisas ao redor do mundo. Eficiência e baixas emissões de poluentes nocivos ao meio ambiente são os seus enfoques principais, os quais sempre estão atrelados às questões econômicas e sustentáveis. Seguindo essa linha de raciocínio, pesquisas estão sendo realizadas a procura de tecnologias que possam ser aplicadas em motores de combustão interna, com o mínimo de alterações da configuração original, para que a utilização de combustíveis renováveis se torne prática. Neste trabalho, foi proposta uma metodologia para o uso de etanol e água em motores por ignição por compressão. O objetivo principal do trabalho consiste em avaliar a influência do uso do etanol e água em motores do ciclo diesel, operando com um biocombustível que, no caso, consiste no biodiesel de soja, produzido pela FGA – UNB por rota metálica. A mistura de etanol e água consistiam em uma proporção de 50% para cada componente, sendo vaporizados na admissão do motor. Foram realizados testes com a mistura de diesel com biodiesel em várias proporções (5%, 15%, 25%, 50% e 100% de substituição do diesel pelo biocombustível) no âmbito de consumo específico e emissões, sendo analisado para carga parcial (75%). Foram comparados os resultados obtidos com o motor operando com diesel comercial (B0 – S500) e com o biodiesel de soja, com e sem o uso do sistema de injeção de etanol e água para este biocombustível. Os testes indicaram uma queda no rendimento térmico do motor, bem como o aumento do consumo específico com o uso do sistema de vaporização de etanol e água, quando comparado com o motor operando sem o uso do sistema, para o uso do diesel e do biodiesel. A combinação de etanol e água com o biodiesel apresentou um aumento nas emissões de CO e hidrocarbonetos não queimados. Houve uma redução esperada nos índices de CO₂, uma vez que uma maior proporção de combustível sofreu combustão incompleta.

ABSTRACT

The research for the renewable fuels' use for power generation has been the objective of researches around the world. Efficiency and low emissions of harmful pollutants to the environment are its main focus, which are always linked to economic issues and sustainability. Follow this reason, researches are being carried out for search for technologies applied to internal combustion engines, with minimal changes to the original configuration, so that the use of renewable fuels will become practice. This project aims to evaluate the influence of the using ethanol and water in diesel cycle engines, operating with a biofuel that consist in soy biodiesel, produced by the FGA – UnB pilot plant for methylic route. The ethanol and water blend, which were in a ratio of 50% for each component, being fumigated in the engine intake. The tests were carried out with diesel and biodiesel blends in various proportions (5%, 15%, 25%, 50% and 100% of replacement from diesel to biodiesel), which specific consumption and emissions been analyzed for partial load engine operation (75%). The results obtained were compared with the engine running with commercial diesel (B0 – S500) and biodiesel, with and without the use of the water and ethanol injection system for this biofuel. The tests indicated a decrease in thermal efficiency, as well as the increase of specific consumption with the use of fumigation system, when compared the engine running without this system, using the both fuels. The combination of ethanol and water with biodiesel presented an increase in CO and unburned hydrocarbons emissions, with an expected reduction in CO₂, since a larger proportion of fuel suffered incomplete combustion.

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	1
2 PRINCÍPIOS TEÓRICOS	6
2.1 INTRODUÇÃO A MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA	6
2.1.1 CICLO DIESEL	7
2.2 COMBUSTÃO NOS MOTORES DO CICLO DIESEL	11
2.3 EMISSÕES NOS MOTORES DO CICLO DIESEL	13
2.3.1 NOx	14
2.3.2 PARTICULADOS (PM)	17
2.3.3 MONÓXIDO DE CARBONO	18
2.3.4 HIDROCARBONETOS	19
2.4 BIODIESEL	20
2.4.1 BIODIESEL E SUAS CARACTERÍSTICAS	20
2.4.2 MICROUSINA DE BIODIESEL FGA/UnB	23
2.5 PROCESSOS RELEVANTES NO CILINDRO	25
2.5.1 RESFRIAMENTO DO AR DE ADMISSÃO	25
2.5.2 ATRASO DE IGNIÇÃO	26
2.5.3 INJEÇÃO	27
2.5.4 DETONAÇÃO	28
2.5.5 TURBULÊNCIA NA CÂMARA DE COMBUSTÃO	29
2.6 TURBOCOMPRESSOR	29
3 CARACTERÍSTICAS DO USO DE ETANOL E ÁGUA EM MOTORES DO CICLO DIESEL	31
3.1 MISSIBILIDADE DE ETANOL E ÁGUA NO DIESEL	32
3.2 A INFLUÊNCIA DE ETANOL E ÁGUA COM O ÓLEO DIESEL NO MODO DUPLO COMBUSTIVEL SOBRE O DESEMPENHO E EMISSÕES DO MOTOR	33
3.2.1 INJEÇÃO DE ETANOL E AGUA	33
3.2.2 DURABILIDADE DO MOTOR	34
3.2.3 DESEMPENHO DO MOTOR	35
3.2.4 EMISSÕES	45
3.2.4.1 NOx	46
3.2.4.2 Particulados	48
3.2.4.3 HC	49
3.2.4.4 CO	51
4 APARATO EXPERIMENTAL E PROCEDIMENTOS	55
4.1 APARATO EXPERIMENTAL	55
4.1.1 BANCADA DINAMOMETRICA	56
4.1.2 MOTOR	57
4.1.3 SISTEMA DE INJEÇÃO DE COMBUSTÍVEL	58
4.1.4 SISTEMA DE INJEÇÃO DE ETANOL E ÁGUA	60
4.1.4.1 VAPORIZADOR DE ETANOL E AGUA	61
4.1.4.2 COMPRESSOR DE AR	62
4.1.5 COMBUSTÍVEL UTILIZADO – CARACTERIZAÇÃO	62
4.1.6 INSTRUMENTAÇÃO DE MEDIÇÃO DE POLUENTES GASOSOS	64
4.2 PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS	65
5 RESULTADOS EXPERIMENTAIS	69
5.1 PARÂMETROS DE DESEMPENHO DO MOTOR	69
5.2 EMISSÕES DO MOTOR	80
5.2 ERROS DE MEDIÇÃO	88
6 CONCLUSÃO	89
7 REFERÊNCIAS	91

LISTA DE FIGURAS

2.1	Ciclo Diesel real (vermelho) e ideal (azul).	7
2.2	Ciclo Otto real (vermelho) e ideal (azul).	8
2.3	Gráfico de pressão do cilindro e calor liberado em motor	12
2.4	Formação de NO _x em motores Diesel	15
2.5	Formação de particulados em motores Diesel	17
2.6	Formação de CO em motores Diesel	18
2.7	Formação de HC em motores Diesel	19
2.8	Reação de transesterificação	21
2.9	Usina de produção de biodiesel da UnB campus Gama (FGA – UnB)	24
2.10	Processo de purificação do Biodiesel	24
2.11	Gráfico de calor liberado e perda de calor para as paredes em motor Diesel	26
3.1	Gráfico de eficiência térmica pela rotação do motor Diesel	35
3.2	Gráfico de consumo específico por carga aplicada	37
3.3	Gráfico de eficiência térmica por carga aplicada	37
3.4	Diagramas P-V para as cargas de 105 Nm, 210 Nm, 315 Nm e 420 Nm	38
3.5	Gráficos de pressão interna no cilindro pelo ângulo do virabrequim para rotação de 1.300 RPM	39
3.6	Gráficos de pressão interna no cilindro pelo ângulo do virabrequim para carga de 420 Nm	40
3.7	Gráficos de taxa de liberação de calor pelo ângulo do virabrequim	41
3.8	Gráficos de consumo específico pela variação de rotação em diferentes	43
3.9	Gráficos de eficiência térmica pela variação de rotação em diferentes cargas	43
3.10	Gráfico de eficiência térmica pela potencia de saída	44
3.11	Gráfico de vazão de injeção de diesel por percentagem de substituição pelo etanol	45
3.12	Gráficos de emissão de NO _x por rotação do motor em varias cargas	47
3.13	Gráfico de emissão de NO _x pela percentagem de substituição pelo etanol	48
3.14	Fração de emissão de fuligem por rotação do motor	49
3.15	Gráfico de emissões de HC pela rotação do motor	50
3.16	Gráfico de emissão de HC pela percentagem de substituição pelo etanol	51
3.17	Gráficos de emissão de CO pela rotação do motor em varias cargas	52
3.18	Gráfico de emissão de CO pela rotação do motor	53
3.19	Gráfico de emissão de CO pela percentagem de substituição pelo etanol	54
4.1	Bancada de ensaios	56
4.2	Esquema de alimentação de combustível	59
4.3	Sistema de injeção de etanol e agua	60
4.4	Analizador de gases DiCom 4000	64
5.1	Potência com diesel comercial em plena carga	71
5.2	Potência com Biodiesel em plena carga	71
5.6	Eficiência do motor para diesel comercial (B0 – S500)	80

5.7	Eficiência do motor para B5.....	80
5.8	Eficiência do motor para B15.....	81
5.9	Eficiência do motor para B25.....	81
5.10	Eficiência do motor para B50.....	82
5.11	Eficiência do motor para B75.....	82
5.12	Eficiência do motor para B100... ..	83

LISTA DE TABELAS

1.1	Características de algumas culturas oleaginosas com potencial de uso energético	4
4.1	Escala de medições e precisões nas medições do analisador DiCom 4000	65
5.1	Torque, potencia para diesel comercial em plena carga com injeção de etanol e água ..	71
5.2	Torque, potencia para biodiesel (B100) em plena carga com injeção de etanol e água .	71
5.3	Torque, potencia e consumo específico para B0 – S500 em carga parcial	75
5.4	Torque, potencia e consumo específico para B5 em carga parcial	80
5.5	Torque, potencia e consumo específico para B15 em carga parcial	81
5.6	Torque, potencia e consumo específico para B25 em carga parcial	81
5.7	Torque, potencia e consumo específico para B50 em carga parcial	81
5.8	Torque, potencia e consumo específico para B75 em carga parcial	82
5.9	Torque, potencia e consumo específico para B100 em carga parcial	82
5.10	Emissões com o uso de diesel comercial sem a injeção de etanol e água	83
5.11	Emissões com o uso de diesel comercial com a injeção de etanol e água	83
5.12	Emissões com o uso de B5 sem a injeção de etanol e água	84
5.13	Emissões com o uso de B5 com a injeção de etanol e água	84
5.14	Emissões com o uso de B15 sem a injeção de etanol e água	84
5.15	Emissões com o uso de B15 com a injeção de etanol e água	86
5.16	Emissões com o uso de B25 sem a injeção de etanol e água	87
5.17	Emissões com o uso de B25 com a injeção de etanol e água	87
5.18	Emissões com o uso de B50 sem a injeção de etanol e água	88
5.19	Emissões com o uso de B50 com a injeção de etanol e água	88
5.20	Emissões com o uso de B75 sem a injeção de etanol e água	88
5.21	Emissões com o uso de B75 com a injeção de etanol e água	89
5.22	Emissões com o uso de B100 sem a injeção de etanol e água	89
5.23	Emissões com o uso de B100 com a injeção de etanol e água	89

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Latinos

C_p	Calor específico a pressão constante	[kJ/kg.K]
C_v	Calor específico a volume constante	[kJ/kg.K]
E_a	Energia de ativação da reação química	[J]
K	Constante de velocidade de reação química	
m	Massa	[kg]
\dot{m}_b	Vazão mássica de biodiesel	[kg/h]
\dot{m}_d	Vazão mássica de diesel	[kg/h]
\dot{m}_e	Vazão mássica de etanol	[kg/h]
n	Rotação do motor	[RPM]
P	Pressão	[kPa]
PCI_b	Poder Calorífico Inferior do biodiesel	[kJ/kg]
PCI_d	Poder Calorífico Inferior do diesel	[kJ/kg]
PCI_e	Poder Calorífico Inferior do etanol	[kJ/kg]
PE	Potência Efetiva	[kW]
Q	Calor	[J]
r_v	Razão de compressão	
R	Constante geral dos gases	[J /mol.K]
T	Temperatura	[K]
V	Volume	[m ³]
W	Trabalho	[J]

Símbolos Gregos

β	Taxa de expansão
γ	Razão de calor específico
η	Eficiência

Subscritos

<i>OTTO</i>	Ciclo Otto
<i>DIESEL</i>	Ciclo Diesel

Siglas

B100	Biodiesel puro
B15	Mistura de 15% de Biodiesel ao Diesel puro
B25	Mistura de 25% de Biodiesel ao Diesel puro
B50	Mistura de 50% de Biodiesel ao Diesel puro
B0 – S500	Diesel comercial com quantidade de 5% de biodiesel estabelecido por legislação da ANP e teor de enxofre de 500 mg/kg, estabelecido pela resolução ANP N° 65, DE 9.12.2011 – DOU 12.12.2011.
B75	Mistura de 75% de Biodiesel ao Diesel puro
IDH	Índice de Desenvolvimento Humano
PIB	Produto Interno Bruto
PMS	Ponto Médio Superior
PMI	Ponto Médio Inferior

1 INTRODUÇÃO

Este capítulo apresenta considerações gerais preliminares relacionadas ao estudo a ser desenvolvido. Serão abordados assuntos como os quais se referem à motivação do trabalho, pesquisas anteriores nas áreas e uma abordagem sobre o estudo a ser desenvolvido.

Automóveis, trens, navios e várias outras possíveis aplicações dos motores a combustão interna, características, como a durabilidade e a eficiência, são essenciais. XING-CAI *et al.* (2004) relatam que os motores a diesel são grandes contribuintes para vários tipos de poluentes, entre eles o monóxido de carbono (CO), os óxidos nitrosos (NOx), alguns particulados e outros componentes nocivos ao meio ambiente. Os autores também comentam sobre a dificuldade de redução simultânea dos particulados e dos óxidos nitrosos, ocorrendo um *trade-off*¹ entre os dois componentes. Existem varias pesquisas em desenvolvimento tecnológico no que dizem a respeito da redução simultânea dos particulados e dos NOx.

A operação de motores do ciclo diesel operando em modo duplo combustível ganhou importância nos últimos anos e tem sido alvo de investigação, aperfeiçoamento e inovação por inúmeros grupos de pesquisa do mundo. Questões como a degradação ambiental gerada pelos poluentes e pelo fato do óleo diesel ser de uma fonte não renovável são consideradas como um dos fatores que motivam e justificam a pesquisa nessa área.

O aumento do preço do petróleo, a redução da disponibilidade desse combustível em suas reservas naturais e um maior controle sobre as emissões de poluentes por questões ambientais, aumentou o interesse sobre o uso de combustíveis renováveis. O etanol é um desses combustíveis renováveis o qual está recebendo uma grande atenção como substituto dos combustíveis derivados de petróleo.

A escolha dos motores do ciclo Diesel para o uso de combustíveis renováveis deve-se pela sua eficiência em relação aos motores do ciclo Otto. Os motores do ciclo Diesel podem utilizar taxas de compressão altas, valores os quais um motor do ciclo Otto não poderia alcançar devido ao surgimento de detonação neste ciclo e, dessa forma, como a eficiência nesses ciclos dependem da taxa de compressão as quais os mesmos operam, os motores do ciclo Diesel apresentam, normalmente, uma maior eficiência quando comparado com os motores do ciclo Otto.

Desde 1940 que os duplos combustíveis são utilizados por razões econômicas em motores estacionários. Nessa condição, é possível operar usando metano, propano ou butano como combustível secundário utilizando pequenas quantidades de óleo diesel na ordem de 5% a 10%, desde que o motor esteja regulado apropriadamente (VERAS, 2004).

A partir de 1970, foram feitas várias considerações para o uso do duplo combustível em motores automotivos, sendo direcionada inicialmente para a redução de emissões. Posteriormente, no final da mesma década, a Nova Zelândia se inseriu em programas de pesquisa e desenvolvimento em duplo combustível aplicado à indústria automotiva, motivada por questões econômicas, devido ao aumento do preço do petróleo e pela avaliação das reservas de gás natural existente no país (NHAMBIU, 1996).

Na última década, pesquisas sobre fontes renováveis de energia se tornaram muito intensas, o qual o seu foco era o combustível etanol. O etanol é um combustível renovável, o qual pode ser provindo de várias matérias primas, como a cana-de-açúcar, milho, mandioca, sorgo, cevada, beterraba e restos de biomassa, utilizando-se de tecnologias em aprimoramento (XING-CAI *et al.*, 2004). Outra fonte possível de etanol seria o etanol de segunda geração. Produzido a partir da celulose presente nos resíduos de cana-de-açúcar, a partir de tecnologia de lignocelulose, o qual por processos de hidrólise ácida ou enzimática é produzido o etanol.

Entretanto, existem muitos obstáculos para o uso do etanol em um ciclo Diesel:

- O etanol possui uma solubilidade limitada com o diesel. A segregação de fases e a tolerância à água da mistura etanol e diesel são problemas cruciais;
- O etanol possui um índice de cetano muito baixo, diferentemente do diesel, o qual pode sofrer auto-ignição facilmente quando submetido a compressão;
- A viscosidade dinâmica do etanol é muito menor que a do diesel, sendo esse o motivo de preocupação a respeito da lubrificação da mistura entre etanol e diesel.

Tendo em vista a necessidade de tecnologias as quais possam ser implementadas em motores a combustão interna que possam promover a redução na emissão de poluente, temos dentre as principais o sistema EGR (Exhaust Gas Recirculation – Recirculação de Gases da exaustão), o uso dos conversores catalíticos e o uso da injeção de água.

O sistema EGR consiste na recirculação dos gases de escape para dentro dos cilindros. Neste sistema, o calor gerado pela combustão do combustível é usado para aquecer o gás de escape. Como esse gás é inerte e não reagente com o ar e o combustível dentro da câmara de combustão, este apenas absorve o calor gerado pela combustão. Essa tecnologia possui a capacidade de redução de NOx para até 50%, porém possui a desvantagem de aumentar as emissões de particulados, além da perda de potência resultante da absorção de calor da câmara de combustão (TESFA *et al.*, 2011).

Outro método, o qual o autor relata para a redução de emissões de NOx, consiste no uso de catalisadores, mais especificamente, os catalisadores trivalentes. Tais conversores promovem a conversão dos NOx para N₂, do CO para CO₂ e os hidrocarbonetos não-queimados (HC) para H₂O e CO₂. Entretanto, muitos motores a diesel tendem ao seu funcionamento em regime *Lean* (regime de funcionamento em mistura pobre de ar-combustível), o qual faz com que o catalisador seja menos

eficiente na redução nas emissões de NOx. Funcionando nesse regime, o motor tenderá a produzir uma maior quantidade de NOx, por causa do aumento de temperatura ocasionado por tal.

Outra tecnologia a qual se pode destacar é o uso da água para promover tal objetivo. Segundo TESFA *et al.* (2011), uma vantagem comparativa do uso da injeção de água comparado com outras tecnologias de redução de emissões, como o EGR e o método por conversor catalítico, é a possibilidade de reduzir as emissões de NOx sem afetar negativamente as emissões de particulados. TAUZIA *et al.* (2010) relata uma vantagem do uso da injeção de água é a sua possibilidade de redução de emissões de NOx em baixas cargas ou em altas cargas sem substancialmente aumentar as emissões de particulado.

Pesquisas mostram que a presença de vapor de água influencia na física e na cinética química da combustão e há um efeito positivo no que diz respeito na taxa de liberação de calor e na redução de poluentes. Durante a combustão, o vapor de água reduz a temperatura de chama, mudando a composição química dos reagentes, resultando em uma alta concentração de radical OH, controlando a taxa de formação de NOx e promovendo a oxidação da fuligem.

Ainda inserido dentro do aspecto de fontes de energia renováveis, o biodiesel pode estar inserido dentro desse contexto. Apresenta-se como uma alternativa para a redução da dependência de fontes energéticas provenientes de combustíveis fósseis. O Brasil apresenta excelentes condições para o desenvolvimento de culturas produtoras de óleos que podem ser usados na produção do biodiesel.

Segundo SENADO FEDERAL (2007), comparado ao óleo diesel derivado de petróleo, o biodiesel pode reduzir em 78% as emissões de gás carbônico, considerando-se a reabsorção pelas plantas. Além disso, reduz em 90% as emissões de fumaça e praticamente elimina as emissões de óxido de enxofre. É importante frisar que o biodiesel pode ser usado em qualquer motor de ciclo diesel, com pouca ou nenhuma necessidade de adaptação.

O biodiesel permite um ciclo fechado de carbono onde o dióxido de carbono, principal responsável pelo aquecimento global, é absorvido quando a planta cresce e é liberado quando o biodiesel é queimado na combustão do motor. Os benefícios ambientais podem, ainda, gerar vantagens econômicas. O País poderia enquadrar o biodiesel nos acordos estabelecidos no protocolo de Kyoto e nas diretrizes dos Mecanismos de Desenvolvimento Limpo (MDL), já que existe a possibilidade de venda de cotas de carbono através do Fundo Protótipo de Carbono (PCF), pela redução das emissões de gases poluentes e também créditos de “sequestro de carbono”, através do Fundo Bio de Carbono (FBC), administrados pelo Banco Mundial (YAMAOKA *et al.*)

O potencial de geração de empregos e rendas é outra importante motivação para a produção de biodiesel. Segundo estudos desenvolvidos pelo Ministério do Desenvolvimento Agrário, Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento, Ministério da Integração Nacional e Ministério das Cidades, citado por biodieselbr.com (2012), mostram que a cada 1% de substituição de óleo diesel por biodiesel

produzido com a participação da agricultura familiar podem ser gerados cerca de 45 mil empregos no campo, com uma renda média anual de R\$4.900,00 por emprego. Admitindo-se que para um emprego no campo são gerados três empregos na cidade, seriam criados, então, 180 mil empregos. Numa hipótese otimista de 6% de participação da agricultura familiar no mercado de biodiesel, seriam gerados mais de um milhão de empregos. A tabela (1.1) descreve algumas características das principais oleaginosas produzidas no Brasil, e do Pinhão Manso, que, apesar de ser uma planta nativa da América Latina (possivelmente do nordeste brasileiro) e ser conhecida em todo semiárido brasileiro, pode vir a ser a maior concorrente da mamona para o semiárido nordestino devido suas características.

Espécie	Produtividade (toneladas/ha)	Porcentagem de Óleo	Ciclo de vida	Regiões Produtoras	Tipo de cultura quanto à mecanização	Rendimento (tonelada óleo/ha)
Dendê (Palma)	15 a 25	20	Perene	BA e PA	Intensiva MDO	3 a 6
Girassol	1,5 a 2	38 a 48	Anual	GO, MS, SP, RS e PR	Mecanizada	0,5 a 0,9
Mamona	0,5 a 1,5	43 a 45	Anual	NORDESTE	Intensiva MDO	0,5 a 0,9
Amendoim	1,5 a 2	40 a 43	Anual	SP	Mecanizada	0,6 a 0,8
Soja	2 a 3	17	Anual	MT, PR, RS, GO, MS, MG e SP	Mecanizada	0,2 a 0,4
Algodão	0,86 a 1,4	15	Anual	MT, GO, MS, BA e MA	Mecanizada	0,1 a 0,2
Pinhão Manso	2 a 12	50 a 52	Perene	NORDESTE e MG	Intensiva MDO	1 a 6

Tabela 1.1 Características de algumas culturas oleaginosas com potencial de uso energético (biodieselbr.com)

A atenção do governo estava muito voltada para o melhoramento e incentivo da mamona como alternativa para produção de biodiesel no semiárido. Com isso muitos estudos foram realizados, principalmente pela Embrapa, em busca de cultivares de mamona mais produtivos e de colheita mais fácil. Apesar de tais investimentos, a mamona foi desqualificada pela ANP para a produção de biodiesel, pois a sua viscosidade se demonstrava inapropriada para o uso como biocombustível.

O pinhão manso apresenta-se como uma proposta para o seu uso como biocombustível. Esta oleaginosa é de origem do semiárido brasileiro e está sendo utilizada em regiões semiáridas de outros países como a Índia e a China. Há registros de produtividades de até 12 toneladas de sementes por hectare, e um percentual de óleo de 50 a 52% da semente. Seu potencial produtivo e suas características físicas são superiores ao da mamona, além de também fazer parte da cultura do povo do semiárido. No Brasil esta planta é utilizada, principalmente no noroeste de Minas Gerais, como cerca viva (biodieselbr.com).

O biodiesel apresenta-se como uma grande proposta energética. Entretanto, apresenta uma necessidade de uma evolução a respeito de sua produtividade, que pode ser alcançado com avanços tecnológicos e com incentivos governamentais. No Brasil, o aumento da demanda pelo biodiesel, poderá promover um aumento na agricultura voltada para a sua produção, principalmente na região do

nordeste, acarretando em um aumento no PIB na região (em consequência, do PIB *per capita*), melhorando o IDH da região produtiva.

Este trabalho consiste no estudo do uso de mistura de etanol e água em várias proporções, em um motor do ciclo diesel sobrealimentado, o qual a mistura etanol-água será injetada antes do compressor por vaporização e será utilizado o biodiesel como chama piloto para o processo de ignição.

O foco principal do trabalho consiste na avaliação da influência do rendimento e nas emissões de poluentes do motor com o uso de diesel e biodiesel, o qual este se encontra em várias proporções, e usando o sistema de injeção de etanol e água.

No capítulo 2, será introduzido noções sobre os motores do ciclo diesel, ressaltando uma explicação dos pontos-chaves da influência direta do uso de etanol e água por injeção na admissão. Serão ressaltadas também, nesse mesmo capítulo, as fontes geradoras de emissões, aonde elas se localizam e quais são as principais estratégias empregadas para a sua redução.

No capítulo 3, será detalhado as influências que a injeção de etanol e de água proporcionaram em motores do ciclo Diesel, sendo desenvolvido uma análise de trabalho de grupos de pesquisa nessa área.

No capítulo 4 haverá uma abordagem sobre a metodologia de trabalho empregado nos experimentos, como também os equipamentos e acessórios utilizados. Serão indicadas de forma sucinta as etapas de testes adotadas.

No capítulo 5 será relatado os resultados dos testes realizados dentro do laboratório, como também alguns comentários sobre o experimento e as explicações sobre as possíveis causas dos fenômenos que possam ocorrer com o uso de injeção de etanol e água na admissão.

No capítulo 6 será concluído sobre o experimento realizado, indicando sobre os efeitos resultantes com o uso do sistema de injeção de etanol e água e indicando propostas de trabalho que poderão ser realizadas envolvendo o sistema estudado.

2 PRINCÍPIOS TEÓRICOS

Este capítulo tem como objetivo apresentar os princípios relevantes para o uso de etanol e água em um motor do ciclo diesel. Nesta etapa, tais conceitos serão analisados de forma que possam ser aplicados apropriadamente na solução dos desafios tecnológicos discutidos na introdução.

Os motores do ciclo Diesel são considerados como uma das máquinas térmicas mais eficientes e possui uma vasta gama de utilização, desde veículos à centrais de geração de energia elétrica como motores estacionários. Neste tipo de uso esta sendo um dos mais preferíveis, pois são alcançam bons rendimentos, pois utilizando-se de uma rotação fixa, é possível empregar parâmetros de funcionamento fixo, de modo a desempenhar um melhor rendimento volumétrico de combustão, emitindo menos poluentes e particulados.

DANESI e ALMEIDA Jr. (2005), abordaram duas diferenças principais entre os motores do ciclo Otto e do ciclo Diesel:

1. Os motores do ciclo diesel aspiram e comprimem apenas ar, trabalhando, desta forma, com uma queima difusiva, enquanto os motores que operam no ciclo Otto trabalham com pré-mistura;
2. A ignição dos motores a diesel ocorre por efeito da compressão, uma vez que durante tal processo, o ar está em uma alta temperatura, o qual o combustível se inflama ao entrar em contato, quando injetado pelo injetor dentro do cilindro.

Como os motores do ciclo diesel têm o seu funcionamento baseado pela ignição por compressão, é necessário altas taxas de compressão para que a temperatura seja a ideal para a ignição. Os motores do ciclo diesel trabalham com taxas de compressão com valores aproximados de 20,0:1, para combustível diesel padrão (índice de cetano entre 40 e 50).

2.1 INTRODUÇÃO A MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Esta seção apresenta os principais aspectos relacionados com a combustão em motores de ignição por compressão, detalhando chamadas de pré-mistura e de difusão.

2.1.1 CICLO DIESEL

Os motores de ignição por centelha, os quais operam no ciclo Otto, promovem a oxidação do combustível pela propagação de chama através de uma mistura praticamente ou parcialmente homogênea. Os motores que operam sobre o ciclo Diesel são baseados em uma chama de difusão alimentada por combustível vaporizado e oxigênio do ar que se interdifundem para a região de queima (REIS, 2004).

Comparando os dois ciclos, o ciclo Otto e o ciclo Diesel, a diferença entre os dois consiste sobre o processo pelo qual a adição de calor ocorre. O ciclo Diesel tem adição de calor à pressão constante, enquanto no ciclo Otto, a adição de calor é a volume constante. Para que isso possa ser mais bem ilustrado, as figuras 2.1 e 2.2 mostram os seus respectivos ciclos, comparando em cada o ciclo ideal e o real.

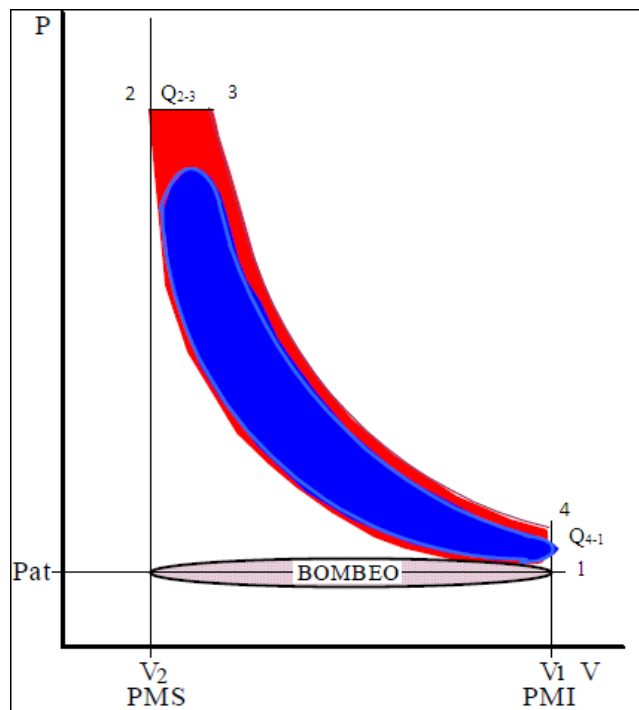


Figura 2.1: Ciclo Diesel real (vermelho) e ideal (azul). (Ciclo Real de Funcionamiento).

Onde c_p e c_v são os calores específicos à pressão e a volume constante, respectivamente.

A eficiência de um ciclo (η) é dada pela razão entre o trabalho fornecido sobre (W) o calor adicionado (Q).

$$\eta_{\text{DIESEL}} = \frac{W}{Q_{2-3}} = \frac{Q_{2-3} - Q_{4-1}}{Q_{2-3}} \quad (2.3)$$

Com base nisso, substituindo as equações, temos:

$$\eta_{\text{DIESEL}} = \frac{mc_p(T_3 - T_2) - mc_v(T_4 - T_1)}{mc_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{c_v(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{1(T_4 - T_1)}{\gamma(T_3 - T_2)} \quad (2.4)$$

Considerando que o processo dado por 1-2 é isentrópico, $TV^{\gamma-1}$ é uma constante. Dessa forma, obtemos:

$$T_2 = T_1 r_V^{\gamma-1} \quad (2.5)$$

Considerando como sendo gás ideal, logo a etapa descrita por 2-3 pode ser indicada como:

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{V_3}{V_2} = \beta \Rightarrow T_3 = T_1 r_V^{\gamma-1} \quad (2.6)$$

Considerando que o processo dado por 3-4 é isentrópico, $TV^{\gamma-1}$ é uma constante. Dessa forma, obtemos:

$$\frac{T_3}{T_2} = \left(\frac{V_3}{V_2}\right)^{\gamma-1} = \left(\frac{\beta}{r_V}\right)^{\gamma-1} \quad (2.7)$$

Dessa forma, podemos obter:

$$T_4 = \left(\frac{\beta}{r_V}\right)^{\gamma-1} \quad (2.8)$$

$$T_3 = \beta r_V^{\gamma-1} \left(\frac{\beta}{r_V}\right)^{\gamma-1} \quad (2.9)$$

Substituindo todas as temperaturas pelos respectivos valores, temos:

$$\eta_{\text{DIESEL}} = 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{(\beta^\gamma - 1)}{(\beta r_V^{\gamma-1} - r_V^{\gamma-1})} = 1 - \frac{1}{r_V^{\gamma-1}} \left[\frac{\beta^\gamma - 1}{\gamma(\beta - 1)} \right] \quad (2.10)$$

Lembrando que γ é a razão de calor específico, r_V é a razão volumétrica e β é a taxa de expansão.

Analisando o ciclo Diesel, percebe-se que existe uma dependência tanto pela sua taxa de compressão quanto pela taxa de expansão. Segundo STONE (1999), a taxa de expansão compreende-se no intervalo $1 < \beta < r_V$. Fazendo uma análise de escala, é possível deduzir que β é sempre maior que uma unidade. Consequentemente, a expressão dentro dos colchetes será sempre maior que uma unidade. Dessa forma, tendo como base o rendimento do ciclo Otto dado pela Eq.(11), pode-se dizer que o ciclo Diesel é menos eficiente que o ciclo Otto para a mesma taxa de compressão.

$$\eta_{\text{OTTO}} = 1 - \frac{1}{r_V^{\gamma-1}} \quad (2.11)$$

Existem dois casos limites os quais podem ser analisados: quando $\beta \rightarrow 1$ e quando $\beta \rightarrow r_V$. Quando $\beta \rightarrow 1$, pode-se inferir que $\eta_{\text{DIESEL}} \rightarrow \eta_{\text{OTTO}}$. Quando $\beta \rightarrow r_V$, pode-se inferir que o processo correspondido por 3-4 e a expansão ocorrem à pressão constante. Isso corresponde ao máximo trabalho gerado pelo ciclo. Com isso, é possível inferir que com o aumento de β , com uma taxa de compressão constante, a sua eficiência diminui. As taxas de compressão dos motores do ciclo Diesel são usualmente maiores que dos motores do ciclo Otto e, dessa forma, aqueles são mais eficientes que estes.

2.2 COMBUSTÃO NOS MOTORES DO CICLO DIESEL

O princípio de funcionamento dos motores do ciclo diesel se baseia na ignição por compressão. Essa ignição é gerada pela alta temperatura resultante da compressão da mistura entre o comburente e o combustível.

Fenômenos de combustão mais práticos são principalmente controlados pela cinética química ou por fenômeno de difusão, escoamento e outros processos físicos de mistura. Por HSU (2002), expõe que o oxidante e o produto da combustão estão ambos em fase gasosa e uniformemente distribuídos, a combustão é dita como cineticamente controlada. A taxa de reação independe da localização e a temperatura da mistura será uniforme, isso para qualquer instante. Nesse caso, a combustão é determinada pela cinética química e a sua taxa de reação é função da temperatura (T), da taxa de equivalência, da energia de ativação (Ea) e pela equação de Arrhenius, mostrada na Eq. (12).

$$k = A \cdot e^{-\frac{E_a}{R \cdot T}} \quad (2.12)$$

Onde k é a constante de velocidade, A é a constante pré-exponencial (depende, dentre outros, da área de contato), Ea é a energia de ativação, R é a constante dos gases e T é a temperatura (em Kelvin).

No caso em que o oxidante não estiver espacialmente bem misturado, segundo HSU (2002), gradientes de mistura e de temperatura serão formados e tais gradientes irão acarretar na transferência convectiva de calor e na difusibilidade da mistura em direção a regiões de menor temperatura e concentração. A chama de combustão será localizada em algum local da câmara (sem uniformidade, como prevista pelo modelo ideal de combustão). Esse tipo de mistura pobre de ar e oxidante é dito como sendo de difusão controlada, onde as taxas de combustão são determinadas pelas taxas de difusão. Quando o combustível líquido é queimado, um processo evaporativo ocorre dentro do sistema. A temperatura de evaporação do combustível, geralmente, é menor que a temperatura de auto-ignição da mistura ar/combustível, influenciando diretamente nos tempos de reação química e de evaporação, difusão e mistura. Este tipo de combustão é o mais comum nos motores a diesel.

O processo de combustão em motores do ciclo diesel é compreendido por quatro estágios: primeiro estágio - período de atraso de ignição, o qual é compreendido pelo início da elevação da agulha do injetor; segundo estágio – período de queima da pré-mistura; terceiro estágio – período de queima de difusão; quarto estágio – período de pós-queima (HSU, 2002). Esses estágios podem ser visualizados na figura (2.3).



Figura 2.3. Gráfico de pressão do cilindro e calor liberado em motor Diesel (HSU, 2002)

1º estágio:

Durante o período de atraso de ignição, o combustível injetado sofre processos químicos e físicos. Os processos físicos incluem a atomização em finas gotas, o aquecimento e evaporação das gotas de combustível, e o arrastamento do ar no jato de combustível e a sua mistura em uma mistura inflamável, o qual a combustão é iniciada. A auto-aceleração das reações químicas ocorrem no mesmo período. A taxa de reação depende fortemente no tipo de combustível, na temperatura de mistura, e na pressão. Quando a taxa de reação atinge o estágio de explosão, a combustão ocorre, ocasionando um notável aumento de pressão no cilindro.

A duração do período de atraso de ignição depende dos processos físicos e químicos que ocorrem durante tal intervalo de tempo. Sobre os processos químicos, os fatores mais significantes que governam a duração deste período é a temperatura no momento em que o combustível é injetado e na qualidade do combustível, denotada por seu índice de cetano. Para os processos físicos, a temperatura e o tamanho das gotas de combustível são os seus principais fatores.

2º estágio:

No final do período de atraso de ignição, a reação química do combustível atinge um estágio de explosão. A chama se espalha rapidamente para a parte do combustível o qual formou uma mistura inflamável. A consequente alta taxa de liberação de calor causa um rápido aumento da pressão no cilindro do motor. Este período é caracterizado por uma súbita inclinação na curva de pressão do cilindro e no pico inicial na curva de liberação de calor. Neste período, a cinética química controla a taxa de reação e o combustível queimado é a parte que já foi evaporado e misturado com o ar, sendo

esta etapa chamada de período de queima da pré-mistura. Uma vez que toda mistura inflamável formada é queimada, a taxa de liberação de calor decresce, finalizando o período de queima rápida.

A quantidade de combustível queimado durante este período depende inteiramente na duração do atraso de ignição: Quanto mais longo for o período, maior será a quantidade de combustível que poderá ser pré-misturada com o ar para formar uma mistura inflamável. O pico inicial de liberação de calor será maior e, em consequência, um aumento mais acentuado da pressão no cilindro.

3º estágio:

Depois do período de queima da pré-mistura, o combustível pré-misturado já fora queimado completamente. Neste período de queima por difusão, o arrasto aerodinâmico e a repentina queda de pressão do jato de combustível na câmara de combustão favorece a formação de gotas. As gotas evaporam e se misturam com o ar, formando uma mistura inflamável. Durante este período, a temperatura do cilindro torna-se muito alta. A taxa de cinética química torna-se muito mais rápida do que os processos físicos. A taxa de combustão é governada pela taxa de espécies de difusão e pelo processo físico de mistura. A taxa global de combustão pode ser controlada alterando a taxa de injeção de combustível.

Por causa da alta temperatura do cilindro durante este período, não existe tempo suficiente para que todo o combustível injetado possa sofrer todo o processo necessário para a oxidação (evaporação, difusão de espécies e mistura com o ar) antes da alta temperatura de pirólise. Inevitavelmente, fuligem é gerada durante este período. No mesmo tempo, a fuligem é queimada, por estar exposta ao oxigênio. Entretanto, a fuligem não é toda queimada, sendo liberada parte dela no final do período.

4º estágio:

Durante o período de combustão, após do fim da injeção de combustível, todo o restante do combustível tenta ser queimado, incluindo a fuligem. O movimento do pistão é descendente (fase de expansão), causando um decréscimo na temperatura do cilindro. Quando a temperatura fica baixa o suficiente, a queima de fuligem é reduzida e a geração de NO_x irá cessar. Hidrocarbonetos e monóxido de carbono não queimado irão se manter até que sejam expulsos na fase de exaustão.

2.3 EMISSÕES NOS MOTORES DO CICLO DIESEL

Quando comparado aos motores de ignição por fagulha, os motores de ignição por compressão são conhecidos por sua alta eficiência e baixos índices de consumo de combustível e que, consequentemente, possui baixos índices de emissões de CO₂. Além disso, as suas emissões de hidrocarbonetos não queimados (HC) e monóxido de carbono (CO) são, em geral, muito menores que

os níveis de emissões dos motores do ciclo Otto. Entretanto, os motores do ciclo diesel são capazes de produzir altos índices de emissões de particulados (PM) e de óxidos nitrosos (NOx).

Desta forma, é necessário uma análise sobre os tipos de emissões dos motores do ciclo diesel e as suas origens, de forma a conhecer em quais etapas de funcionamento do motor que os gases são formados e quais são os fatores críticos para o seu aumento.

2.3.1 NOx

A taxa de formação de óxidos nitrosos (NOx) é influenciada pela difusão, pela concentração de nitrogênio e oxigênio, pela distribuição da temperatura da chama e pela taxa de transferência de calor (REIS, 2005). O NOx é resultante da combinação de N₂ e O₂ atmosféricos que se combinam na combustão devido a dissociação do oxigênio e do nitrogênio, ambas causadas pela alta temperatura dentro da câmara de combustão.

Segundo HSU (2002), a formação de NOx são distinguidos em três mecanismos de formação: formação térmica de NOx; formação imediata de NOx; e formação de NOx pela presença de nitrogênio no combustível.

A formação térmica de NOx tem o seu principio de formação de acordo com o mecanismo de Zeldovich, o qual pode ser expressa pela equação química abaixo:



A alta temperatura de combustão faz com que ocorra a dissociação das moléculas de oxigênio em átomos. Logo após, atacam as moléculas de nitrogênio no ambiente para a formação de NO. A taxa de conversão é proporcional à concentração de átomos de oxigênio.

A máxima formação de NOx ocorre quando a mistura de ar-combustível está pobre (regime Lean de funcionamento). Isso ocorre porque no regime Lean existe uma alta concentração de oxigênio. Entretanto, em um regime muito pobre de combustível, a temperatura de chama adiabática é mais baixa (HSU, 2002).

Para misturas ricas e estequiométricas, RAGGI (2005) comenta que, aumentando a rotação do motor, a formação de NOx permanece constante. Porém, para misturas pobres, a formação de NOx é substancialmente reduzida pelo aumento de rotação. Razões de compressão mais elevadas para razão de equivalência da mistura estequiométrica ou rica, diminuem a formação de NOx. Avançando o

ângulo de ignição, obtêm-se maiores picos de temperatura dos gases queimados e, em decorrência disto, gerando um aumento na formação de NOx.

Para uma estimativa da formação de NOx nos motores a combustão interna, métodos numéricos são utilizados, os quais são considerados diversos fatores de funcionamento do motor em análise para a sua predição (SAHIN e DURGUN, 2007; SAMEC *et al.*, 2002).

Duas zonas de combustão e os efeitos da transferência de calor constituem em importantes fatores na predição da formação de NOx. A não consideração desses parâmetros pode levar a uma estimativa da concentração de NOx com incerteza superior a 45%. Verificou-se que o cálculo da formação de NOx é mais sensível para misturas pobres do que para misturas ricas em virtude do ponto em que há o congelamento do NO formado, que depende da razão de equivalência da mistura. Nas misturas pobres, o congelamento do NO acontece no início do processo de expansão, logo após o pico de pressão, ocorrendo pouca decomposição do NO formado. Nas misturas ricas, ao contrário do que ocorre na mistura pobre, o congelamento ocorre apenas no final da expansão, havendo uma substancial decomposição de NO. Como consequência, a concentração final nas misturas pobres depende principalmente do pico de temperatura durante o processo de combustão, ao passo que nas misturas ricas, o que determina a formação de NO é a temperatura dos gases formados (RAGGI, 2005).

A figura mostra a origem da formação de NOx dentro da câmara de combustão. Analisando a figura 2.4, a formação de óxidos nitrosos se concentra em regiões próximas aos núcleos de ignição, regiões onde a temperatura se encontra elevada.

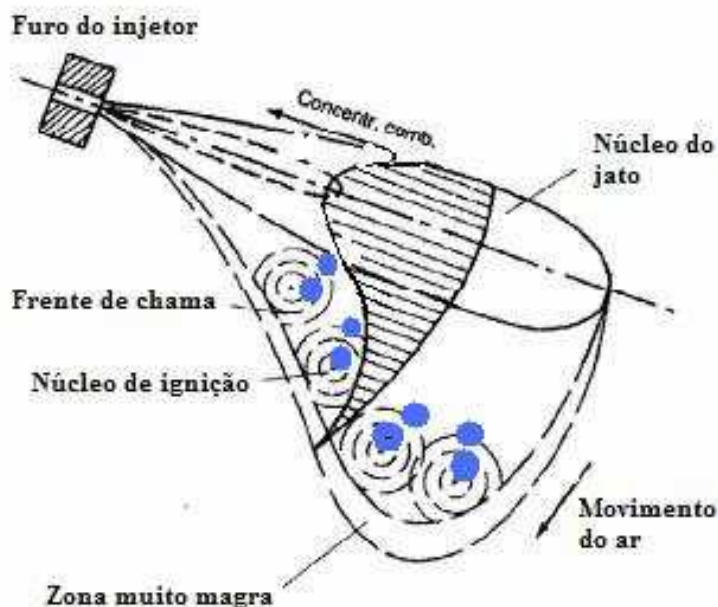


Figura 2.4: Formação de NOx em motores Diesel (Pinheiro Jr., 2010)

Durante a etapa de queima de difusão do spray de combustível, o combustível queima em regiões estequiométricas, independente da razão ar-combustível dentro do cilindro do motor. Dessa forma, controlar as emissões de NOx se torna um problema para controlar a temperatura local da chama (HSU, 2002).

O mecanismo de formação imediata de NOx sugere a formação de óxidos nitrosos na chama de hidrocarboneto-ar, na fase inicial, resultado de um ataque dos radicais de carbono e hidrogênio no nitrogênio para a formação de cianeto (HCN). Logo após, é seguido de uma oxidação do HCN para a formação de NO (HSU, 2002). A formação de NOx por este mecanismo tem uma dependência por baixas temperaturas e é apenas significativa apenas em chamas muito ricas de combustível (STONE, 1999). A geração por esse mecanismo possui pouca importância, com a quantidade geral de formação de NOx (HSU, 2002; STONE, 1999).

Outro tipo de mecanismo de geração de óxidos nitrosos consiste na oxidação de nitrogênio presente no combustível. A sua reação não é bem conhecida. O conteúdo de nitrogênio presente no diesel é muito pequeno, provavelmente menos que 0,01% em peso, tornando esse mecanismo não muito influente na formação de óxidos nitrosos em motores do ciclo diesel (HSU, 2002).

Algumas técnicas comumente empregadas para promover uma redução de emissões de óxidos nitrosos nos motores do ciclo diesel são: ponto de injeção; recirculação de gases do escape (EGR – Exhaust Gas Recirculation).

Ponto de injeção

O retardo no ponto de injeção do combustível é um método efetivo nas reduções de emissões de NOx de um motor do ciclo diesel. Com o atraso na injeção, a combustão será deslocada para o tempo de expansão, causando a redução no pico de temperatura e pressão da chama, reduzindo, dessa forma, a taxa de formação de NOx. Entretanto, essa técnica aumenta a formação de particulados, pois com a redução da temperatura, implica na redução da taxa de oxidação da fuligem. Dessa forma, existe uma espécie de *trade-off* entre as emissões de NOx e particulados (BUYUKKAYA *et al.*, 2007).

Recirculação dos gases de escape (EGR)

O sistema de recirculação de gases consiste em outra técnica comumente usada para a redução de emissões de NOx. Esta técnica consiste no reaproveitamento dos gases de escape para ser admitido na fase de admissão. A recirculação dos gases de escape diminui a temperatura local na câmara de combustão. Isso ocorre, pois parte do calor gerado é usado para aquecer os gases de escape, os quais são essencialmente inertes. Da mesma forma que na técnica de atraso no ponto de injeção, existe um *trade-off* com relação as emissões de particulados (TESFA *et al.*, 2011; RAJAN e SENTHILKUMAR, 2009).

2.3.2 PARTICULADOS (PM)

Particulados são todas as substâncias, excluindo a água, os quais podem ser coletados filtrando os gases do escape na temperatura de 52 °C. Qualquer medida que implica na redução de geração de fumaça ou nas emissões de hidrocarbonetos implicará em uma redução nas emissões de particulados (STONE, 1999).

Segundo MAIBOOM e TAUZIA (2011), a formação de fuligem, um dos compostos presentes nas emissões de particulados, ocorre no centro do spray de injeção de combustível e a sua oxidação ocorre na periferia do jato. A sua formação ocorre em regiões ricas de combustível (figura 2.5). Dentro dessa região, os hidrocarbonetos de cadeias longas sofrem craqueamento, dado pela alta temperatura e baixa quantidade de oxigênio. A figura mostra a região de potencial formação de fuligem dentro da câmara de combustão em motores do ciclo Diesel.

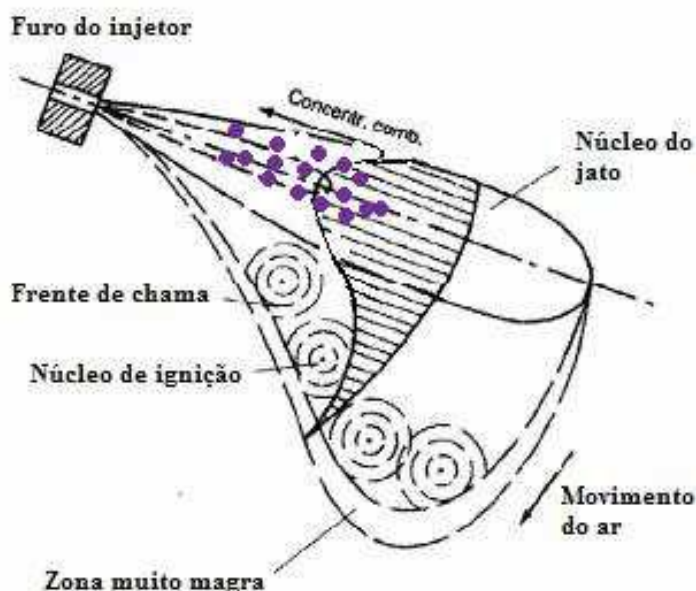


Figura 2.5: Formação de particulados em motores Diesel (Pinheiro Jr., 2010)

Para a redução de emissões de particulados, pode ser realizada com o uso da técnica chamada sobrealimentação. Para STONE (1999), as emissões de motores sobrealimentados e de baixa perda de calor são, em geral, menores que os motores naturalmente aspirados. A alta temperatura acarreta em uma redução no atraso de ignição. A alta temperatura no tempo de expansão estimula as reações de oxidação que, em consequência disso, acarreta em uma redução nas emissões de fumaça e particulados.

Outra maneira utilizada para a redução dessas emissões, segundo TAYLOR (1976), o projeto cuidadoso da câmara de combustão e do sistema de injeção, e a limitação da razão ar-combustível a um valor abaixo do limite de fumaça pode auxiliar para alcance de tal objetivo.

2.3.3 MONÓXIDO DE CARBONO

O monóxido de carbono é mais presente quando se utiliza mistura rica nos processos de combustão nos motores de combustão interna. Isso ocorre devido a presença de combustão incompleta, e se apresenta em pequenos níveis quando se utiliza mistura pobre (regime Lean). Da mesma forma que o NO_x, as emissões de CO são mais intensas quanto maior for a temperatura de combustão (Arboés, 2000).

Segundo STONE (1999), o fator determinante para as emissões de monóxido de carbono é a razão ar-combustível. Em um motor multicilindro operando em regime estequiométrico, as variações internas na câmara de combustão no que se diz respeito nas razões de ar-combustível, será o fator mais influente nas emissões de CO.

A figura 2.6 indica os pontos onde ocorre a maior parte da geração de CO em motores do ciclo diesel. Note que estas regiões são aquelas os quais ocorrem as combustão incompleta do diesel e a mistura ar-combustível apresenta-se como rica.

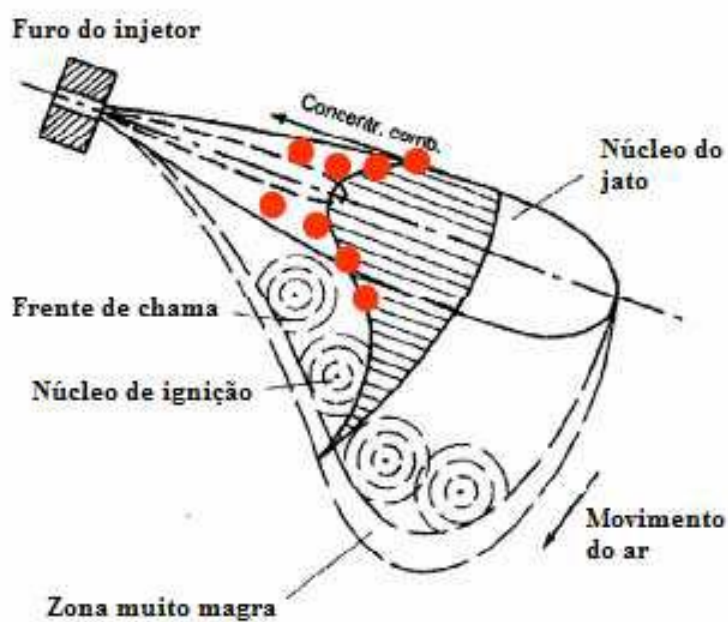


Figura 2.6: Formação de CO em motores Diesel (Pinheiro Jr., 2010)

Segundo REIS (2004), o pico de concentração de monóxido de carbono (CO) ocorre quando a pressão e temperatura encontram-se em seus valores máximos.

Nos motores do ciclo diesel, o regime de operação consiste em mistura pobre de ar-combustível. Motores bem regulados têm baixas emissões desse poluente.

2.3.4 HIDROCARBONETOS

Segundo STONE (1999), o hidrocarboneto não queimado, em um motor bem regulado, pode ter duas principais fontes de geração:

- Ao redor do perímetro da zona de reação onde a mistura é muito pobre para a queima e quanto maior for o período de atraso, maior serão as emissões de HC ;
- Devido ao combustível retido no espaço entre o assentamento do bico e os furos de spray.

A figura (2.7) mostra as duas fontes de geração de HC na câmara de combustão em um motor do ciclo diesel.

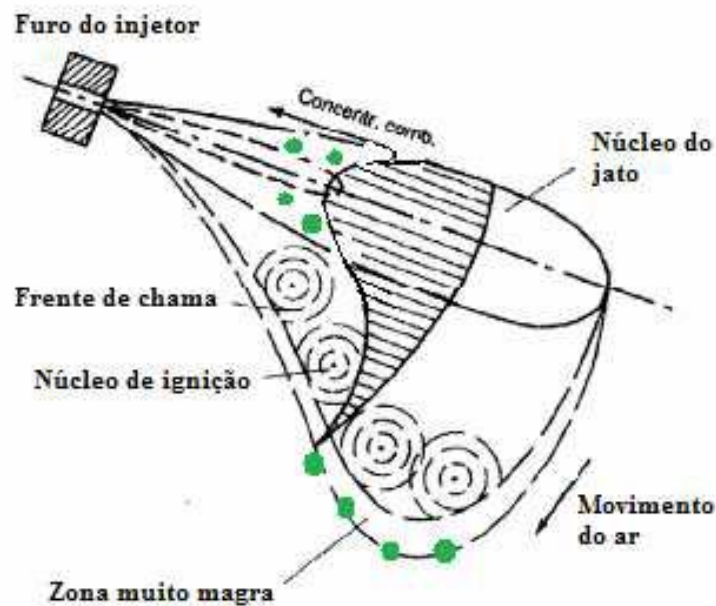


Figura 2.7: Formação de HC em motores Diesel (Pinheiro Jr., 2010)

As emissões de HC são maiores em motores do ciclo diesel do tipo DI (Direct Injection – Injeção Direta) do que em motores do tipo IDI (Indirect Diesel Injection – Injeção Indireta de Diesel), principalmente em cargas leves, onde existe um significativo atraso de ignição nos motores do tipo DI. Outro fator que ocasiona o aumento nas emissões de HC consiste no aumento do atraso de ignição e na quantidade de mistura nos perímetros da zona de reação onde a mistura é muito pobre para a queima (STONE, 1999).

O avanço no ponto de injeção reduz as emissões de HC, entretanto aumenta as emissões de NOx

2.4 BIODIESEL

2.4.1 BIODIESEL E SUAS CARACTERÍSTICAS

Uma alternativa para a redução da dependência de fontes de energia provenientes de combustíveis fósseis pode ser o biodiesel. O Brasil apresenta excelentes condições para o desenvolvimento de culturas produtoras de óleo que podem ser usadas na produção de biodiesel.

Desde 1º de janeiro de 2010, o óleo diesel comercializado em todo o Brasil contém 5% de biodiesel. Esta regra foi estabelecida pela resolução nº 6/2009 do Conselho Nacional de Política Energética (CNPE), publicada no Diário Oficial da União (DOU) em 26 de outubro de 2009, que aumentou de 4% para 5% o percentual obrigatório de mistura de biodiesel ao óleo diesel. A contínua elevação do percentual de adição de biodiesel ao diesel demonstra o sucesso do Programa Nacional de Produção e Uso do Biodiesel e da experiência acumulada pelo Brasil na produção e no uso em larga escala de biocombustíveis (ANP, 2011).

O biodiesel tem recebido uma grande atenção como o substituto para o diesel por sua biodegradabilidade, atoxidade e pode reduzir significativamente as emissões de alguns poluentes (CHENG *et al.* 2008).

O biodiesel é um combustível produzido a partir de óleos vegetais ou de gorduras animais. Dezenas de espécies vegetais presentes no Brasil podem ser usadas na produção do biodiesel, entre elas soja, dendê, girassol, babaçu, amendoim, mamona e pinhão-mansão. Entretanto, o óleo vegetal *in natura* é bem diferente do biodiesel, que deve atender à especificação estabelecida pela Resolução ANP nº 7/2008.

O biodiesel é feito por processos de transesterificação de matéria prima ou por transesterificação de resíduos de óleo de cozinha (figura 2.8). Existe um grande interesse no uso do biodiesel originado de resíduos de óleo de cozinha, por causa de seu baixo custo e a sua vantagem de reaproveitamento desses resíduos, reduzindo dessa forma o seu despejo na natureza (CHENG *et al.* 2008).

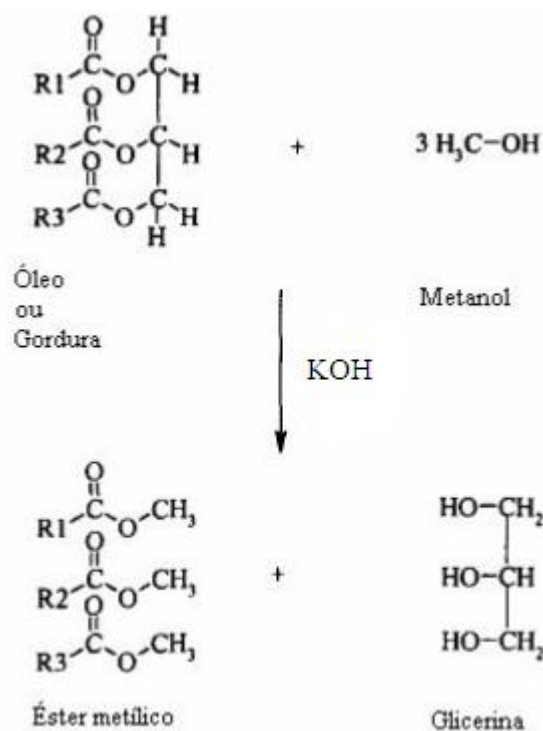


Figura 2.8: Reação de transesterificação (DANESI e ALMEIDA JR., 2005)

A produção desse óleo combustível pode ser produzido por craqueamento onde o óleo é fracionado por destilação, ou pelo processo de transesterificação ou alcoolize, consistindo como o processo mais comum. Este ultimo processo consiste em uma reação química do óleo vegetal ou gordura com um álcool, na presença de um catalizador (acido, podendo ser acido sulfúrico, ou alcalino, podendo ser hidróxido de sódio ou de potássio) (DANESI e ALMEIDA JR., 2005).

Os resultados da transesterificação são muito promissores, e o óleo produzido apresenta algumas vantagens sobre o óleo diesel. REIS (2004) destaca alguns benefícios alcançados com o uso do biodiesel, em comparação com o uso do óleo diesel:

- O motor não precisa sofrer modificações para trabalhar com o biodiesel;
- Emissão de um menor índice de fumaça;
- As suas características são muito semelhantes às do diesel e variam muito pouco em função do vegetal;
- Produz como subproduto, originário de sua produção, glicerina e o farelo, servido este ultimo como ração de animais;
- Isento de enxofre;
- O equipamento de transesterificação tem baixo custo;

Quanto às propriedades físico-químicas ésteres etílicos, em comparação com aquelas dos respectivos óleos vegetais de origem, o mesmo autor relata que a reação de transesterificação diminui o ponto de neva do biocombustível, assim como sua densidade, cor, viscosidade e índice de cetano. O poder calorífico pode apresentar um valor abaixo daquele obtido pelo óleo diesel (dependendo da origem do óleo do biodiesel, essa variação pode apresentar valores distintos), enquanto que a volatilidade aumentou conforme dados extraídos das curvas de destilação em testes realizados. À exceção do índice de cetano, a reação de transesterificação produz um efeito favorável sobre todas as propriedades físico-químicas do óleo, reduzindo inclusive seu impacto ambiental. No que se diz respeito ao funcionamento do motor diesel, os principais problemas que podem se apresentar esta associado ao acúmulo de material nos bicos injetores e um leve decréscimo da viscosidade do óleo lubrificante. Em testes de desempenho realizados, mostraram que as propriedades dos ésteres são quase semelhantes às do óleo diesel, exceto pelo ponto de inflamabilidade, o qual tal propriedade se reflete no mecanismo de atomização do jato de combustível, cuja eficiência dependera o processo de combustão (REIS, 2004).

Segundo DE CARVALHO e MARTINS (2011), os índices de cetano do biodiesel variam de 45,8 a 56,9, enquanto que o óleo diesel possui uma variação de 40 a 52. Esses números indicam que, para um melhor aproveitamento da combustão do biodiesel, uma maior taxa de compressão poderá ser utilizada, acarretando em um aumento no rendimento térmico do motor.

Os mesmos autores relatam que o biodiesel puro possui um poder calorífico cerca de 11% menor que o do óleo diesel, acarretando em uma perda de potência. Outros fatores que exercem influência a respeito de suas características físicas do biodiesel, como a viscosidade e a tensão superficial, influenciam de modo significativo durante a combustão.

A utilização do biodiesel pode oferecer grandes vantagens para o meio ambiente, tendo em vista que as emissões de alguns poluentes são geralmente menores caso comparado com os números referentes com a utilização do óleo diesel. REIS (2004) e CHENG *et al.* (2008) relatam que as emissões de monóxido e de dióxido de carbono, enxofre e material particulado são inferiores às do diesel convencional. No entanto, os níveis de emissões de gases nitrogenados apresentam proporções maiores que com o uso do diesel convencional.

Segundo REIS (2004), a emissão de aldeídos pode atingir valores de 5 a 10 vezes maiores que os obtidos com o uso do óleo derivado de petróleo. A ausência de enxofre confere ao biodiesel uma grande vantagem, pois elimina a emissão de gases de enxofre que ocorre no escape dos motores a diesel, uma vez que o principal fator gerador desse poluente é devido à presença desse componente químico no combustível.

Considerando o efeito indesejável de aumento nas emissões de NO_x, investigações tem sido tomadas na direção da redução desse índice, CHENG (2008) indica que o aumento nas emissões de NO_x podem ser evitadas por duas estratégias principais: pela modificação nas propriedades do biodiesel ou pelo ajuste nas características de funcionamento do motor.

O mecanismo térmico de geração de NO_x apresenta-se como fator principal de formação nos motores do ciclo diesel. As principais formas de redução nos índices desse poluente consistem na injeção de água e/ou etanol por fumigation, água emulsificada com o biodiesel, retardamento no ponto de ignição ou com uso de sistema de recirculação de gases de escape (EGR). Entretanto, alguns desses sistemas são ainda alvos de estudos e alguns mostraram uma deterioração no desempenho do motor.

Considerando o seguinte desafio sobre a redução nas emissões de NO_x, sem, no entanto, promover mudanças consideráveis nas outras emissões do motor, o trabalho realizado consiste no uso do sistema de injeção de etanol e água na admissão do motor do ciclo diesel por processo conhecido por fumigation. Varias pesquisas foram realizadas com a utilização de óleo diesel com esse sistema de injeção com um desses componentes (etanol ou água). Dessa forma, o trabalho consistia na utilização de ambos os componentes no biodiesel a analisar a sua influência sobre o seu desempenho e em suas emissões.

2.4.2 MICROUSINA DE BIODIESEL FGA/UnB

A microusina de biodiesel disponível na Universidade de Brasília no campus Gama (FGA/UnB) consiste em uma estrutura compacta construída dentro de um contêiner para que possa ser removida facilmente quando a estrutura permanente do Campus na cidade estiver pronta, possibilitando também aos pesquisadores de enviá-las a outros setores da região em favor da comunidade assistida (DA SILVA *et al.*, 2010).

O objetivo da microusina consiste na produção de até 200 l/dia de biodiesel, usando como insumo principal óleo de fritura coletado em restaurantes da região, com a cooperação da Companhia de Saneamento do Distrito Federal (CAESB), permitindo estudos sobre o controle de qualidade, avaliação dos gases emitidos no ambiente e estudos para a otimização do processo, com estudos direcionados para o consumo de energia, de água e sobre o reaproveitamento dos subprodutos gerados. A figura representa o esquema de montagem da microusina de biodiesel.

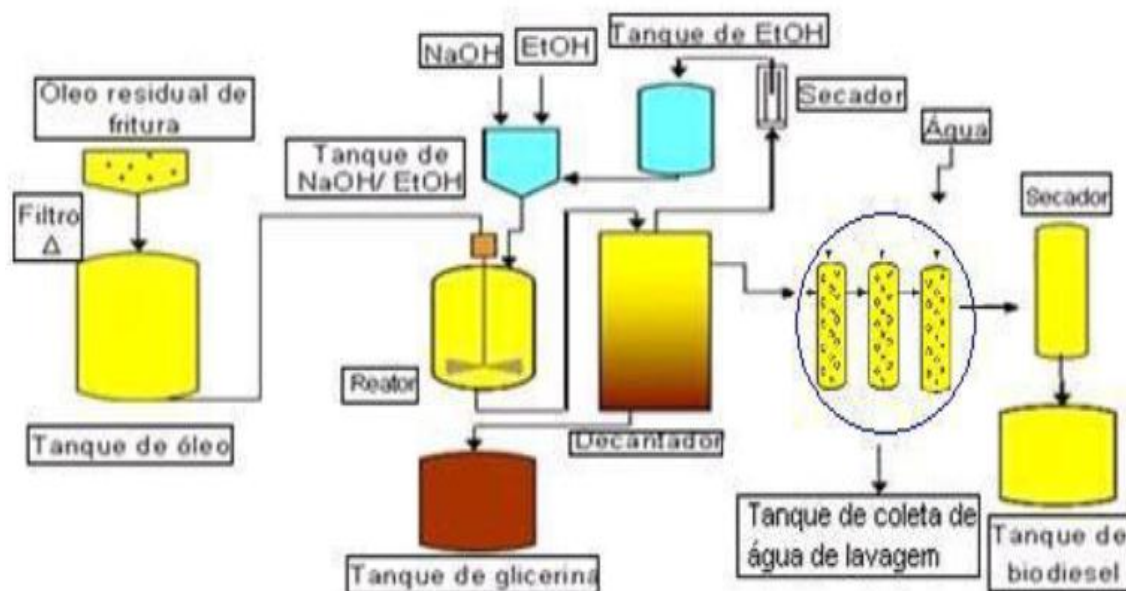


Figura 2.9: Usina de produção de biodiesel da UnB campus Gama (FGA – UnB)

A reação química para obtenção do biodiesel consiste no processo químico conhecido como transesterificação, via rota metflica ou etflica, com a utilização de um catalizador alcalino, podendo ser o hidróxido de potássio (KOH) ou hidróxido de sódio (NaOH). A purificação do biodiesel produzido é realizado por três etapas de lavagem por água destilada.

DA SILVA *et al.* (2010) comenta que as etapas de lavagem no processo de produção do biodiesel são uma das mais importantes e mais cruciais para a obtenção de um biodiesel de qualidade para uma conclusão eficiente do processo. Esse processo consiste na purificação do biodiesel, em que estas águas levam consigo resíduos de sabões de sódio ou potássio, glicerina, ácidos graxos, bem como álcoois e outros possíveis contaminantes (figura2.10)

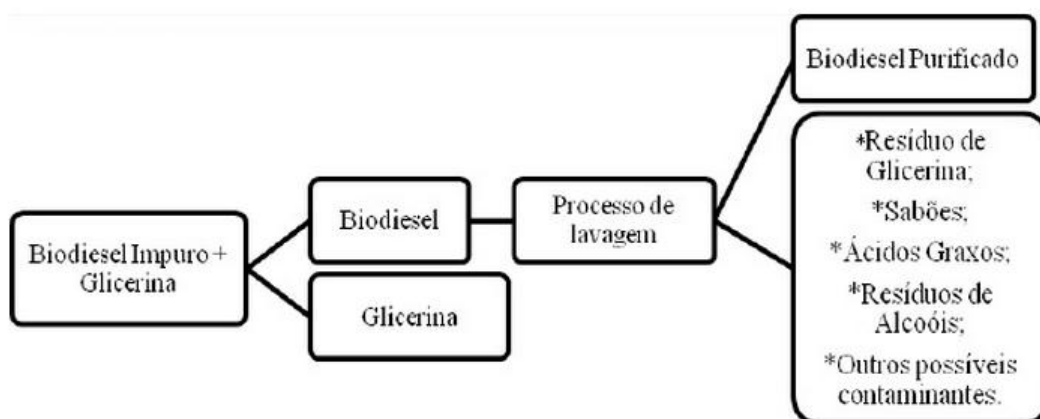


Figura 1.10 Processo de purificação do Biodiesel

Ainda relatam que, tradicionalmente, o consumo de água destilada é de três litros para cada litro de biodiesel produzido, gerando um consumo expressivo de água e energia no processo de destilação. Dessa forma, pesquisas são realizadas no intuito de minimizar a quantidade de água utilizada e/ou de obter opções de reciclagem da água após a lavagem do biodiesel.

2.5 PROCESSOS RELEVANTES NO CILINDRO

Esta seção apresenta, de forma sucinta, os processos mais importantes que ocorrem em motor de combustão interna quando operado no modo duplo combustível com a injeção de álcool e/ou água no coletor de admissão.

2.5.1 RESFRIAMENTO DO AR DE ADMISSÃO

Um dos efeitos mais importantes do uso de injeção de etanol e/ou de água consiste em sua capacidade refrigerante no ar admitido pelo motor, quando injetado no coletor de admissão ou na entrada do compressor. A redução da temperatura, além de proporcionar um aumento no rendimento volumétrico do motor, reduz as emissões de NOx.

Um comparativo feito por HSU (2002) para mostrar a influência do resfriamento do ar de admissão em um motor do ciclo diesel, utilizou-se de duas temperaturas do ar admitido: 90°C e 50°C. A pressão de pico da combustão não apresentou mudanças significativas, havendo uma melhora no que se diz respeito ao consumo específico, no caso do motor com a admissão de ar mais frio (melhora de 2%). As emissões de fumaça se mantiveram praticamente as mesmas, entretanto, com uma redução nas emissões de NOx no caso do motor com a admissão de ar mais frio.

O diagrama de análise da combustão é mostrado na figura (2.8). A curva correspondente à taxa de liberação de calor indica que a combustão para a temperatura de admissão menor (50°C) tem o seu começo um pouco depois que a combustão para a admissão de ar em uma temperatura maior (90°C). O longo atraso de ignição aumenta muito a área antes do início do pico de liberação de calor da combustão de pré-mistura (HSU, 2002).

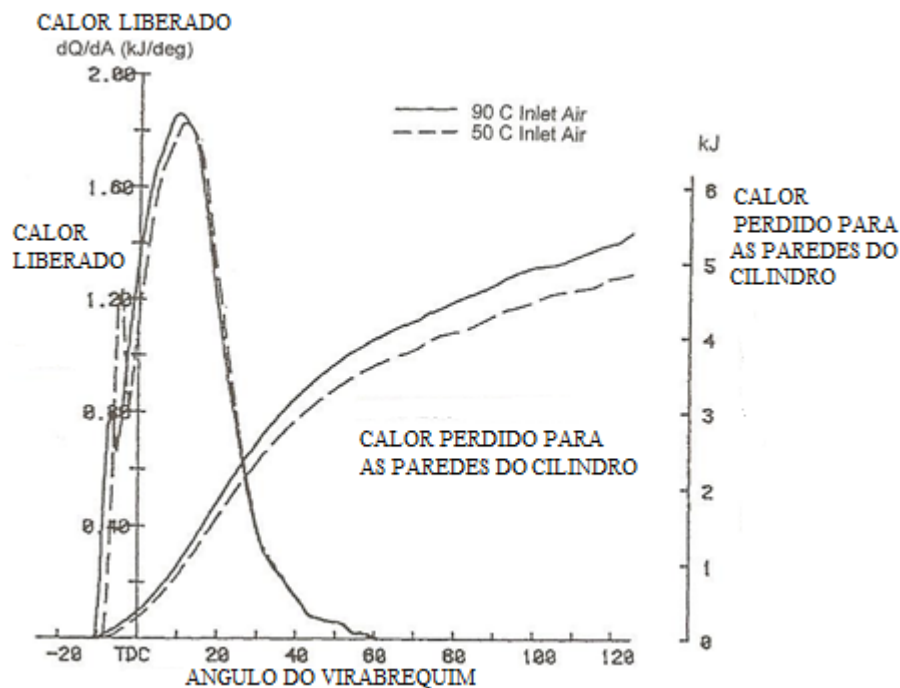


Figura 2.8: Gráfico de calor liberado e perda de calor para as paredes em motor Diesel (HSU, 2002).

2.5.2 ATRASO DE IGNIÇÃO

O tempo de abertura dos bicos injetores é programado de tal forma que possam ser abertos durante a fase de compressão, para permitir a evaporação do combustível dentro da câmara de combustão. Logo após, começam a surgir focos de ignição ao final da compressão que rapidamente se transformam em frentes de chama, que percorrem todo o volume do cilindro. Este processo, que se inicia com a injeção de combustível até a formação de frente de chama, denomina-se atraso de ignição (REIS, 2004).

São vários fatores que podem influenciar o atraso de ignição:

- Taxa de compressão – o aumento da taxa de compressão causa um aumento da temperatura inicial de reação do ar, reduzindo o atraso de ignição;
- Temperatura do ar admitido – quanto maior for a temperatura do ar admitido, menor será o atraso. O contrário também ocorre;
- Velocidade do pistão – o aumento da velocidade do pistão implica em uma variação na turbulência dentro do cilindro;
- Pressão de injeção – a pressão influencia no tamanho, na velocidade e na dispersão das gotículas de combustível e, em geral, altas pressões de injeção reduzem o período de atraso;

- Pulsos de injeção (no caso do sistema common rail) – o sistema common rail consiste em injeções de combustível em pulsos durante a fase de compressão e expansão, melhorando a mistura do ar e o combustível e assim, reduzindo o atraso de ignição. Além disso, a injeção de combustível durante a fase de expansão possibilita a combustão de particulados, reduzindo dessa forma, as suas emissões;
- Tamanho das gotículas de combustível – quanto maior for o tamanho das gotículas, maior será o atraso de ignição, devido ao tempo necessário para a vaporização de tal;
- O calor latente de vaporização do combustível – quanto maior for o calor necessário para a vaporização do combustível, menor será a temperatura interna da câmara de combustão e dessa forma, aumento o período de atraso de ignição;
- Índice de cetano do combustível – o índice de cetano indica a propensão que o combustível tem para ignitar com o aumento de pressão. Combustíveis com baixos índices de cetano possui um grande atraso de ignição, caso comparado com combustíveis com valores maiores;
- Viscosidade do combustível injetado – a viscosidade do combustível irá determinar o poder lubrificante que o combustível tem sobre os bicos injetores e assim, influenciando na vazão de injeção para uma dada pressão de injeção.

O calor latente do etanol exerce uma influência no que se diz respeito à temperatura da câmara de combustão. Parte do calor gerado pela compressão do cilindro será absorvido pelo etanol para vaporiza-lo e difundi-lo dentro do cilindro. Este fator, colaborado com o baixo índice de cetano, o atraso de ignição dos motores do ciclo diesel operando em modo duplo combustível com etanol hidratado é previsível.

No caso de agua pura com injeção no coletor de admissão, o atraso de ignição é devido à redução da temperatura do ar dentro da câmara de combustão.

2.5.3 INJEÇÃO

O sistema de injeção tem como objetivo assegurar a formação de mistura de combustível e ar. O processo de injeção deve fazer com que as gotículas se encontrem pulverizados em pontos bem espaçados, de forma mais homogênea possível, no interior do cilindro.

A configuração de injeção do diesel para o uso do modo duplo combustível deve se adequar a injeção de outro combustível pelo coletor de admissão que, no caso, consiste no etanol hidratado em várias proporções. A configuração deve ser tal que mantenha um regime satisfatório do motor e que

possa ser tal que configure em uma menor quantidade de emissões de poluentes o possível. Dessa forma, a mais indicada consiste em operação Lean, o qual a mistura é pobre.

2.5.4 DETONAÇÃO

Detonação é a auto-ignição não desejada de gases que ainda não foram alcançados pela frente de chama iniciada pela ignição principal (ignição controlada). A intensidade da detonação é em função da massa dos gases jutos às paredes da câmara de combustão, chamados de carga detonante, do tempo de duração da auto-ignição e da taxa de energia liberada pelos gases (REIS, 2004).

Devido à mistura imperfeita de combustível e ar, no motor diesel, a taxa de aumento de pressão é normalmente inferior à da parcela detonante da carga de um motor por ignição por centelha. Entretanto, quando o ângulo de atraso é o mesmo ou maior do que o ângulo de injeção, o combustível pode ser tão bem evaporado e misturado com o ar, no instante da combustão, que toda a quantidade de combustível queima a uma taxa análoga àquela do gás extremo em um motor de ignição por centelha com detonação. O resultado consistirá em altas tensões e severa vibração no cilindro e suas peças associadas. O autor cita algumas características tendentes a reduzir a detonação em motores no ciclo diesel (TAYLOR, 1968):

- Baixa temperatura de ignição do combustível;
- Pequeno atraso de injeção;
- Alta taxa de compressão;
- Alta temperatura de admissão;
- Alta pressão de admissão;
- Alta temperatura da parede da câmara de combustão;
- Baixas rotações;
- Grandes tamanhos de cilindro.

É necessária a verificação de tal fenômeno, pois resulta em danos aos pistões e cabeçotes numa região adjacente à zona de detonação. A erosão que ocorre em tais regiões, e até mesmo a fratura dos anéis, é provocada pela falta de transferência de calor na zona de detonação devido a elevada densidade e temperatura da porção detonante da carga, fazendo com que o material atinja que superam o próprio limite de fusão (REIS, 2004).

2.5.5 TURBULÊNCIA NA CÂMARA DE COMBUSTÃO

A turbulência no cilindro de motores de combustão interna é uma importante influência na determinação das características da combustão e na eficiência térmica do motor. Mudanças no formato das câmaras de combustão e na geometria do sistema de admissão são alvos de constantes estudos e projetos, sob o aspecto de otimizar os efeitos turbulentos dentro das câmaras de combustão, de forma a promover a redução nas emissões de poluentes, o aumento na economia de combustível e estender o limite de regime de operação Lean nos motores (KANG e BAEK, 1998).

Nos motores do ciclo Diesel, o efeito de turbulência está mais associada ao processo de mistura do que à propagação da reação química. Nos casos em que a combustão tem o seu início cedo, no processo de injeção, o uso de um forte turbilhamento para provocar alta velocidade do ar, através da pulverização, provou ser bastante efetivo para assegurar os estágios de combustão – segundo e terceiro (TAYLOR, 1968).

Pesquisas realizadas pelo autor sobre os efeitos de turbilhamento em motores do ciclo diesel mostraram que o aumento da turbulência decresce o período de combustão e dão uma combustão mais completa. Por outro lado, a turbulência em pequena escala, induzida pela colocação de uma tela entre o pistão e a câmara de combustão no final do percurso do pistão, parece ter um efeito prejudicial sobre a combustão. O autor argumenta que tal ocorrido é devido às características de absorção de calor pela tela.

2.6 TURBOCOMPRESSOR

Os turbocompressores têm a finalidade de elevar a pressão do ar admitido pelo motor, elevando a sua massa específica e, assim, aumentando a quantidade de ar admitida pelo motor. Uma maior massa de ar, atrelada a uma maior injeção de combustível, proporciona um aumento de potência de saída do motor.

Outro benefício adquirido pelo uso de turbocompressores é as reduções de emissões de alguns poluentes (particulados, Hidrocarbonetos não queimados). O aumento na pressão do ar de admissão implica em temperaturas de ignição mais elevadas e, por consequência, uma melhor queima do combustível. Entretanto, pelo aumento da temperatura interna do cilindro, se tem um aumento correspondente nas emissões de NOx.

O turbocompressor opera em rotações da ordem de 80.000 a 100.000 RPM e temperaturas de até 790°C. O uso em motores do ciclo diesel é comum, proporcionando ganhos de potência na ordem de 30 a 40% com redução no consumo específico de combustível de aproximadamente 5%. Devido ao aumento da pressão máxima de combustão, exige-se uma vedação sólida e uma maior pressão de

injeção. O fluxo de óleo para as guias das válvulas deve ser garantido, devido à sobrepressão do gás nos canais, e o primeiro anel de segmento do pistão do motor deve ser instalado em canaletas reforçadas com suporte especial de aço ou ferro fundido (REIS, 2004).

Para uma melhor eficiência do sistema de sobrealimentação, adiciona-se ao sistema de admissão, logo após o compressor, um trocador de calor, o qual tem a sua principal função a transferência de calor do ar comprimido pelo compressor para o ar externo. Esse trocador de calor é chamado de Intercooler. A sua função é aumentar a massa específica do ar induzido por sua refrigeração. Os sistemas de injeção de água e/ou etanol por *fumigation* apresentam-se com efeito semelhante.

3 CARACTERÍSTICAS DO USO DE ETANOL E ÁGUA EM MOTORES DO CICLO DIESEL

Este capítulo tem como objetivo apresentar as características relevantes com o uso dessa mistura em motores do ciclo diesel em modo duplo combustível. Serão detalhadas as potenciais influências em seu funcionamento.

A pesquisa no que diz respeito no uso de motores do ciclo diesel operando em modo duplo combustível vem crescendo ao passar do tempo. Apesar de se apresentar como um custo adicional com a implementação do sistema de injeção do segundo combustível, ou até mesmo com as adaptações necessárias com os injetores e centrais de injeção, vários são os benefícios que podem ser obtidos com o uso desse sistema:

- Uso de um combustível renovável, reduzindo a quantidade utilizada do óleo diesel;
- Melhora no rendimento térmico;
- Redução de emissões de alguns componentes, dependendo do tipo de combustível injetado e do tipo de injeção do segundo combustível (emulsificado com o óleo diesel, injetado no coletor de admissão, injetado antes do turbocompressor)

As tendências nas pesquisas convergem para o uso de combustíveis renováveis, os quais possam operar em escala comercial, com o mínimo de alterações no motor, ou mesmo sem quaisquer modificações. As pesquisas indicam que o biodiesel e o etanol atendem a tais requisitos, sendo que o segundo apresentam algumas vantagens com o seu uso no modo duplo combustível, como será discutida ao longo da dissertação.

Segundo diversas estimativas, calculadas com base na análise de ciclo de vida do produto (well-to-wheel analysis), o etanol brasileiro, produzido de cana-de-açúcar, reduz as emissões de gases de efeito estufa em mais de 80% em substituição à gasolina. (<http://www.unica.com.br>)

Este capítulo denotará sobre a influência no uso de etanol hidratado em várias proporções nos motores do ciclo diesel. Será abordado sobre o desempenho e as emissões nos motores do ciclo Diesel operando com o uso desse sistema de injeção. Em cada tópico, será analisado a influência em separado do uso da água e do combustível vegetal.

3.1 MISSIBILIDADE DE ETANOL E ÁGUA NO DIESEL

A solubilidade do Etanol no Diesel é diretamente relacionada com dois fatores: temperatura e a quantidade de água que a mistura possui. Em ambientes quentes, o etanol solubiliza com o diesel. Porém, em temperaturas abaixo de 10°C os dois combustíveis tendem a se separar. Para evitar tal efeito, duas saídas podem ser adotadas: o uso de emulsificadores o qual atua nas pequenas gotículas suspensas do etanol com o diesel, ou pela adição de co-solvente que atua como um agente de ligação através da compatibilidade molecular, produzindo uma mistura homogênea (Hansen *et al.*, 2004).

REIS (2004) relata que a mistura de etanol com o óleo diesel, anterior ao processo de ignição, para o uso em motores de combustão interna geralmente é acompanhada de um aditivo (emulsificante) para tornar a mistura mais homogênea, além de poder proporcionar uma melhora em algumas propriedades da mistura que são essenciais para o desempenho do motor.

Em vista das modificações do combustível causadas pela presença do etanol, REIS (2004) relata sobre a influência do uso de aditivos na mistura de etanol e óleo diesel:

- Aumento do índice de cetano para atingir propriedades de ignição satisfatórias, pois a adição deste álcool reduzirá proporcionalmente o índice de cetano;
- Intensificar a viscosidade para alcançar adequada lubrificação da bomba injetora;
- Estabilizar a mistura na presença de água, atingindo a homogeneidade sob todas as condições. As misturas de diesel com etanol não são estáveis e tendem a se separarem na presença de umidade;
- Manter a estrutura metálica protegida da corrosão promovida pela presença de água no combustível.

Segundo DANESI e ALMEIDA Jr. (2005), a estabilidade da mistura etanol-diesel é afetada principalmente pela temperatura e quantidade de água da mistura para temperatura ambiente alta, o etanol mistura ao diesel sem dificuldades, mas abaixo de 10°C, os dois combustíveis se separam.

Outro fator que deve ser considerado consiste no conteúdo aromático presente no óleo diesel. O seu conteúdo afeta a miscibilidade do etanol com o óleo diesel. A natureza polar do etanol induz um dipolo nas moléculas aromáticas, permitindo uma interação razoavelmente forte, enquanto a molécula aromática permanece compatível com outros hidrocarbonetos. Consequentemente, as moléculas aromáticas atuam como agentes ligantes. A redução no conteúdo aromático do combustível diesel acarreta em uma variação na miscibilidade com o etanol e, dessa forma, irá afetar a quantidade de aditivo necessário para estabilizar a mistura. (Hansen *et al.*, 2004).

As misturas de diesel com etanol não são estáveis e tendem a se separarem na presença de umidade.

3.2 A INFLUÊNCIA DE ETANOL E ÁGUA COM O ÓLEO DIESEL NO MODO DUPLO COMBUSTÍVEL SOBRE O DESEMPENHO E EMISSÕES DO MOTOR

3.2.1 INJEÇÃO DE ETANOL E AGUA

REIS (2004) aborda a existência de vários tipos de técnicas de operação de motores de duplo combustível etanol-diesel:

- Vaporização de álcool – consiste na injeção de álcool vaporizado no ar admitido pelo motor;
- Injeção dupla – consiste na injeção por dois bicos separados dentro da câmara de combustão;
- Mistura anterior a injeção – consiste na mistura dos dois combustíveis, com o uso de emulsificadores ou co-solventes, e injetados no mesmo bico injetor presente na câmara de combustão.

Fumigation é um método de adição de álcool em motor do ciclo Diesel. Esse método de adição pode ser realizado por carburação, vaporização ou injeção no fluxo de ar presente no coletor de admissão. Para a realização desse processo, são requeridos o uso de carburador, vaporizador ou injetor de álcool no fluxo de ar de indução, com um sistema de injeção e controle separados dos utilizados pelo outro combustível que, no caso, é o óleo diesel (SAHIN e DURGUN, 2007).

ABU-QUDAIS *et al.* (1999) relata sobre as vantagens do uso do sistema do tipo *fumigation*:

1. Este sistema requer mínima modificação no motor, uma vez que o injetor de álcool é posicionado no coletor de admissão. Em adicional, o controle de fluxo do combustível pode ser gerenciado por um simples sistema de gerenciamento e de suprimento de combustível;
2. O sistema de injeção de álcool é separado do sistema de injeção de diesel. Dessa forma, isso possibilita uma flexibilidade de operação entre o modo duplo combustível ou com a sua operação com apenas a injeção de diesel. Esse tipo de controle pode ser efetuado apenas desconectando ou conectando o sistema de suprimento de álcool;
3. Se o motor tiver a sua potência de saída limitada por causa de suas emissões de fumaça, o etanol injetado por processo de *fumigation* pode aumentar a potência de saída, pois o álcool tende a reduzir as emissões de fumaça;

4. A injeção de álcool por *fumigation* pode substituir em até 50% do combustível original, em termos energéticos.

A mistura de combustível, comparativamente, apresenta-se menos favorável com o processo de *fumigation* em todas as velocidades e se aproxima do combustível diesel em alguns casos. Esse fato pode ser explicado pelas seguintes razões (CHAUHAN *et al.*, 2011):

- As propriedades do combustível diesel são alteradas quando o etanol é adicionado como mistura. A adição de etanol provoca uma redução na viscosidade do diesel. Além disso, o método de mistura provoca uma redução do índice de cetano e uma redução no poder calorífico;
- A evaporação de etanol no coletor de admissão (*fumigation*) reduz a temperatura do ar admitido e aumenta a sua densidade. Dessa forma, uma maior quantidade de ar pode ser admitida dentro do cilindro, acarretando em uma maior quantidade de energia que pode ser gerada, se a quantidade ideal de combustível for injetada.

No caso da análise experimental desenvolvida por este trabalho, será utilizada este sistema do tipo *fumigation*, o qual um injetor será posicionado na entrada do turbocompressor, adicionando etanol hidratado em várias proporções. A mistura de etanol e água serão variáveis e serão colocados dentro de um mesmo tanque, enquanto em outro será utilizado para o combustível diesel.

3.2.2 DURABILIDADE DO MOTOR

O etanol é completamente miscível com a água. A forma mais natural de se encontrar o combustível é hidratado, ou seja, sempre tendo uma parcela de água em sua mistura. Entretanto, essa mistura pode resultar em problemas de corrosão em componentes mecânicos, principalmente àqueles feitos de alumínio, cobre e bronze. Para reduzir tal problemática, o uso de materiais deve ser selecionado com cautela, evitando aqueles mencionados acima (CHAUHAN *et al.*, 2011).

Segundo o mesmo autor, o etanol pode reagir com a maioria das borrachas, podendo criar obstruções em tubulações de combustíveis. Por isso, é aconselhável o uso de borracha de fluorcarbono nesses componentes.

Alguns motores devido à redução no índice de cetano e consequentemente aumento no atraso de ignição, apresentam erosão no pistão devido a altas pressões e temperaturas localizadas (DANESI e ALMEIDA Jr., 2005).

3.2.3 DESEMPENHO DO MOTOR

ABU-QUDAIS *et al.* (2000) realizaram experimentos objetivando comparar o motor operando com 100% diesel, 20% de etanol injetado no coletor de admissão e 20% de etanol emulsificado com o óleo diesel. O motor utilizado consistiu de um monocilindro de quatro tempos, injeção direta de combustível, com sistema de taxa de compressão variável e refrigerado a água. Os ajustes adotados pelos autores foram de fixar em 20° o ponto de injeção e a taxa de compressão em 18:1.

Os autores constataram, em seu experimento, um leve aumento na eficiência com o aumento da substituição pelo etanol. Este aumento foi de, aproximadamente, 7,5% e 5,4% sobre toda a extensão de rotação empregada no teste (1.000 RPM a 2.000 RPM) para o etanol injetado no coletor e para o etanol misturado com o diesel, respectivamente (figura 2.1). O máximo aumento visualizado foi para rotações de 1.500 RPM. Segundo os autores, o aumento da eficiência é devido a mudanças ocorridas durante o processo de combustão. Em geral, o leve ganho de eficiência térmica pode ser atribuído ao atraso de ignição e nesta condição, uma rápida taxa de energia é liberada o qual reduz as perdas de calor para o motor, pois não tem tempo suficiente para que esse calor possa deixar o cilindro por transferência de calor com as suas paredes.

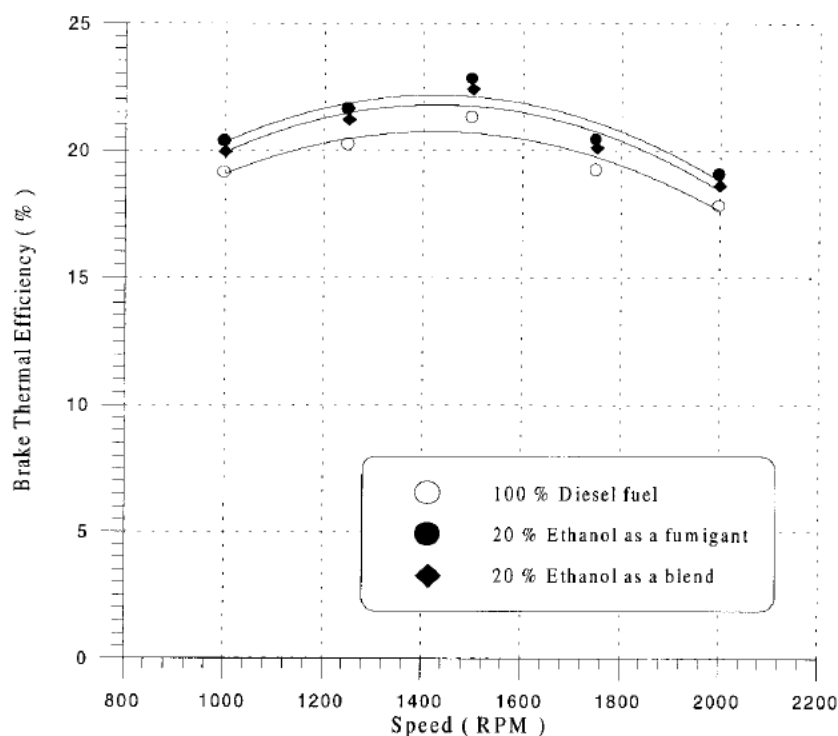


Figura 2.1: Gráfico de eficiência térmica pela rotação do motor Diesel (ABU-QUDAIS *et al.*, 2000)

AJAV *et al.* (1998) analisou a influência da temperatura de injeção do álcool por carburação. Verificou-se condições: etanol com pré-aquecimento (temperatura em 50°C) e sem pré-aquecimento (temperatura em 20°). Foram feitos testes em várias cargas, sendo observada a potência de saída, o consumo específico e eficiência térmica.

A máxima potência desenvolvida pelo motor com o uso de diesel foi de 10,7 cavalos-vapor a 1.475 RPM. Com o uso de etanol, esses números foram para 10,8 cavalos-vapor a 1.463 RPM e 10,6 cavalos-vapor a 1.456 RPM, para o uso de etanol vaporizado sem e com pré-aquecimento, respectivamente. A dedução adotada pelo autor sobre a redução na potência de saída do motor quando injetado etanol pré-aquecido consiste no fato que o pré-aquecimento causa uma redução na densidade do ar injetado dentro do motor, reduzindo o poder calorífico da combustão.

A relação entre o consumo de combustível e a carga aplicada também foi alvo de análise pelos autores (figura 3.2). Houve um decréscimo do consumo específico com o aumento da carga, havendo um leve aumento em cargas muito elevadas. As variações entre as curvas dos dois tipos de adição de etanol no motor diesel, apesar de serem pequenas, é devido a variação de densidade do ar induzido causada pelas diferentes temperaturas de injeção de etanol adotadas no experimento. Outro fato que pode ser observado, analisando as curvas, é a diferença entre as curvas de injeção de etanol pelas duas temperaturas (20°C e 50°C) e a curva do motor sem o uso do sistema. O autor explica que a diferença existente entre essas duas curvas é devido à substituição de parte do diesel utilizado na combustão pelo etanol. Durante a variação de carga no motor, foi verificada uma variação na substituição do diesel pelo etanol, o qual se apresentou em valores tão altos quanto 33,6%, para cargas entre 0 e 50%, havendo um decréscimo para 15%, para cargas acima de 50%. Esse padrão de substituição foi semelhante para ambos os tipos de injeção de etanol (pré-aquecido e não pré-aquecido).

A influência dos dois tipos de tratamento na injeção de etanol sob a eficiência térmica foi também alvo de análise pelos autores (figura 3.3). Houve a presença de picos com o uso de etanol com e sem pré-aquecimento com carga em 75%. O autor argumenta que tal condição é explicada pela maior admissão de energia dentro do cilindro com os dois tipos de injeção de etanol que com o uso de diesel puro.

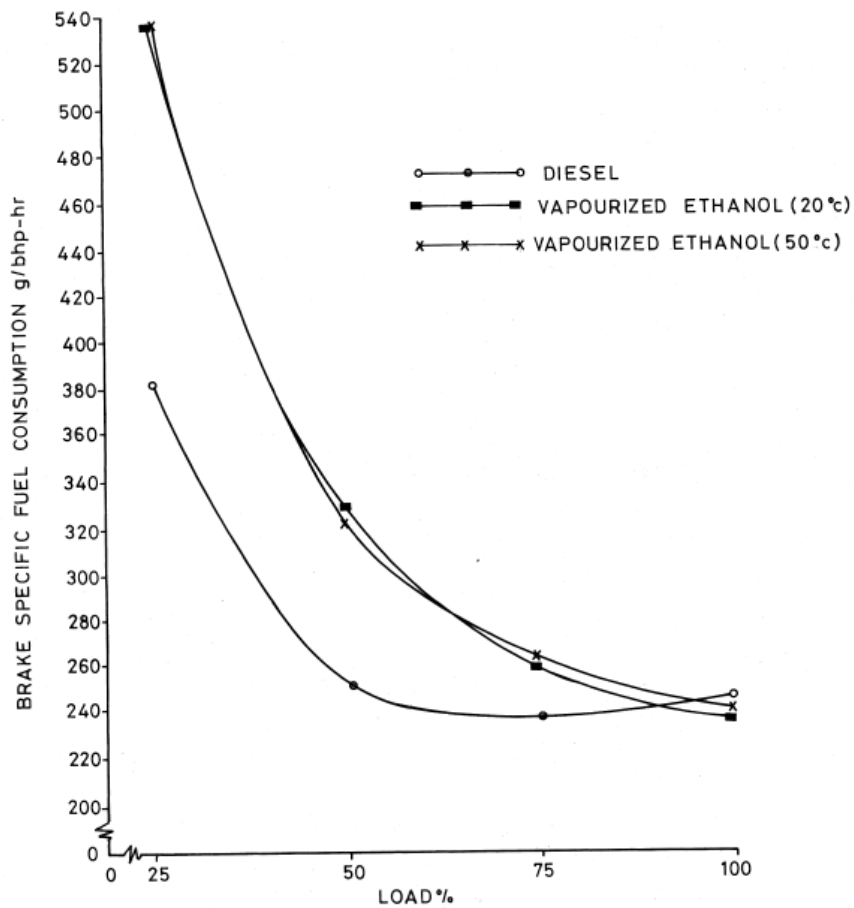


Figura 3.2: Gráfico de consumo específico por carga aplicada (AJAV *et al.*, 1998).

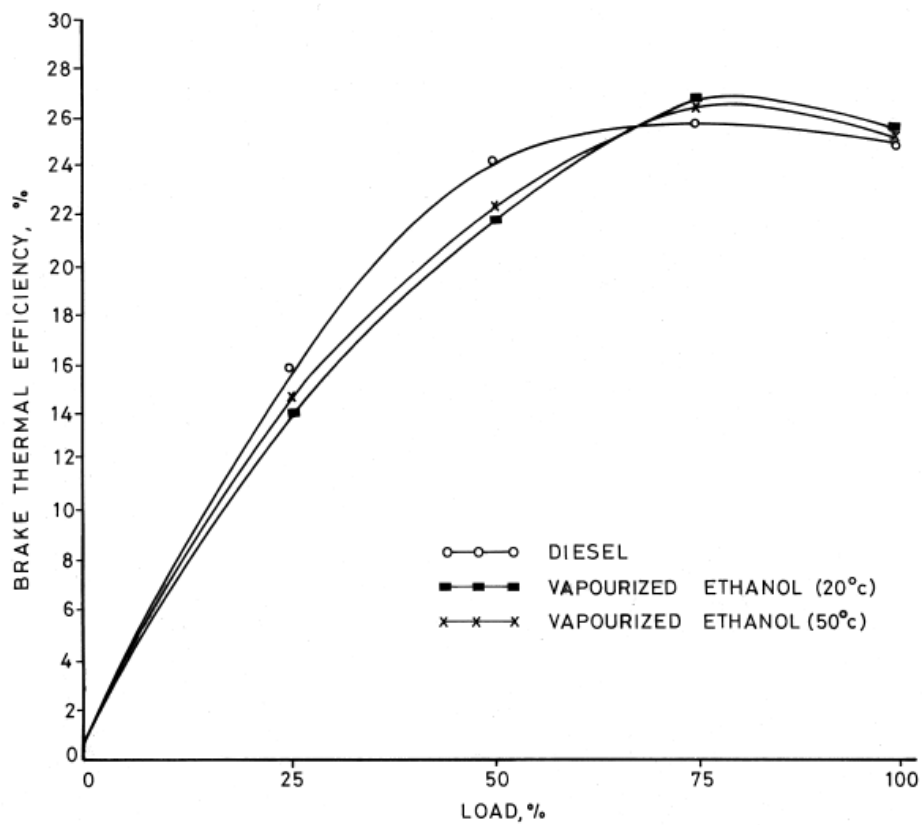


Figura 3.3: Gráfico de eficiência térmica por carga aplicada (AJAV *et al.*, 1998).

TESFA *et al.* (2011) analisaram a influência da injeção de água no coletor de admissão em um motor do ciclo diesel sobre a performance do motor. Em seus testes, utilizou uma rotação fixa de 1.300 RPM testada sob várias cargas (105 Nm, 210 Nm, 315 Nm e 420 Nm) e várias taxas mássicas de água que foram injetadas no coletor de admissão (0 Kg/h, 1,8 Kg/h e 3,0 Kg/h).

O trabalho realizado pelo motor, o qual é determinado pelo diagrama P-V, não foi muito afetado (figura 3.4).

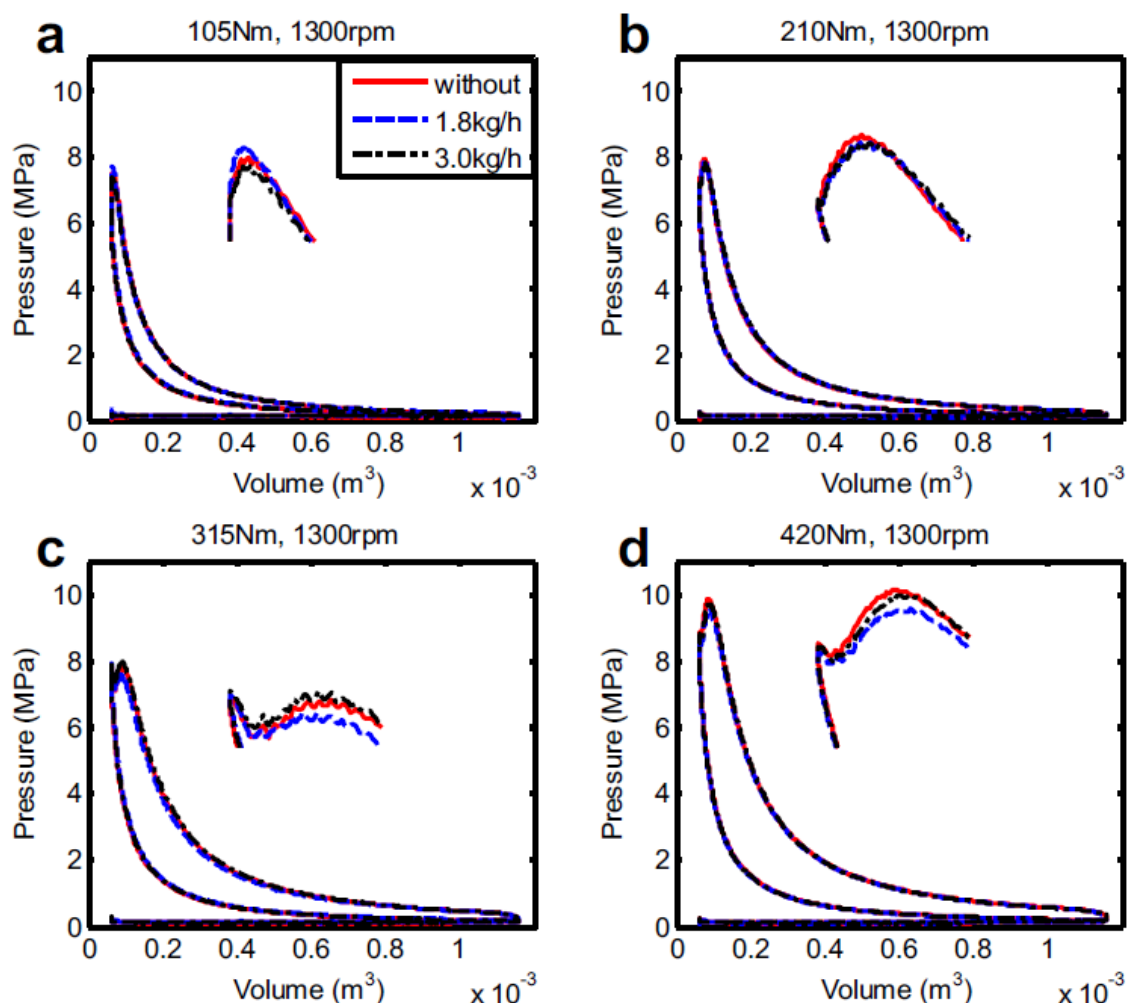


Figura 3.4: Diagramas P-V para as cargas de 105 Nm, 210 Nm, 315 Nm e 420 Nm (TESFA *et al.*, 2011).

Os mesmos autores verificaram a influência da injeção de água sobre os picos de pressão dentro dos cilindros. Para tal, foi testado sob várias cargas (105 Nm, 210 Nm, 315 Nm e 420 Nm) e taxas mássicas de água (0,0 Kg/h, 1,8 Kg/h e 3,0 Kg/h). Entretanto, ao invés de uma rotação fixa, como no experimento anterior relatado, foram analisados sob várias rotações (900 RPM, 1.100 RPM, 1.300 RPM e 1.500 RPM). Pode-se observar pelas figura 3.5 e figura 3.6 que os picos de pressão têm pouca diferença sob as diferentes vazões mássicas de água para uma dada condição de operação. Entretanto, pode-se visualizar que mudando as condições de operação, os perfis das pressões mudam

substancialmente. Esse resultado indica que a injeção de água não afeta o pico da temperatura de chama consideravelmente durante a combustão, dado uma determinada condição de operação (velocidade e carga).

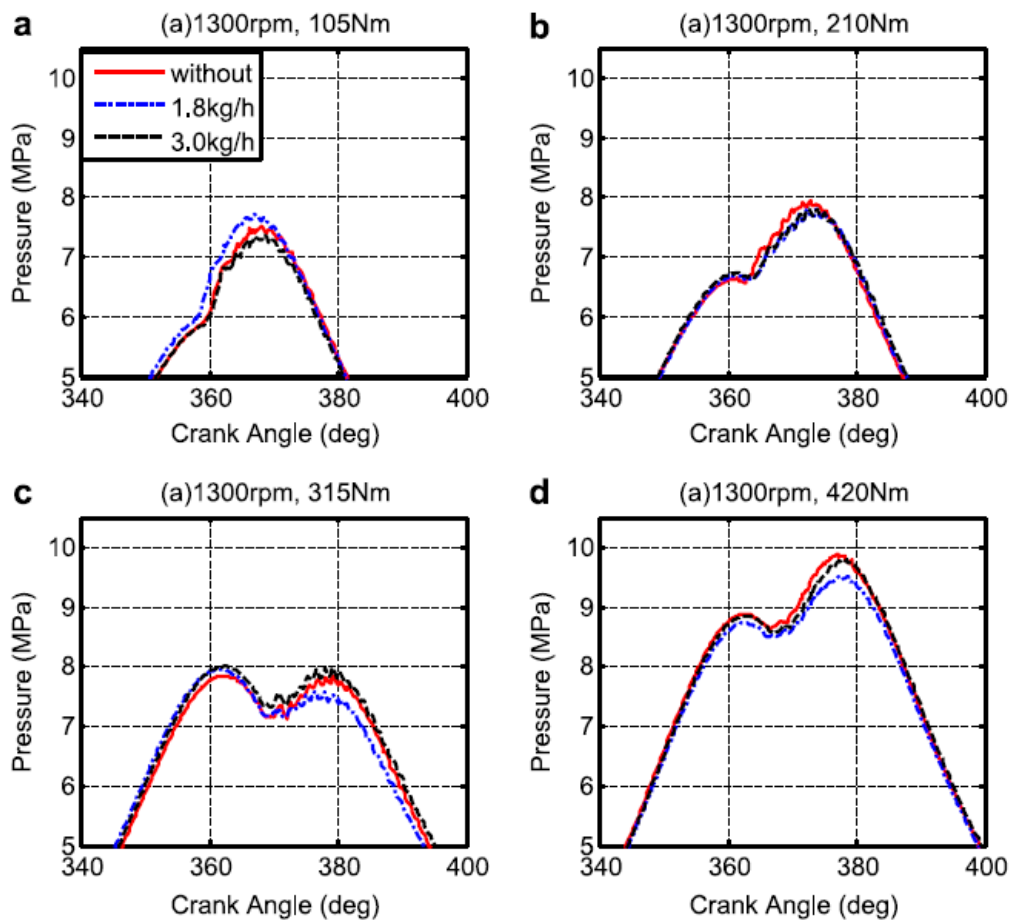


Figura 3.5: Gráficos de pressão interna no cilindro pelo ângulo do virabrequim para rotação de 1.300 RPM (TESFA *et al.*, 2011).

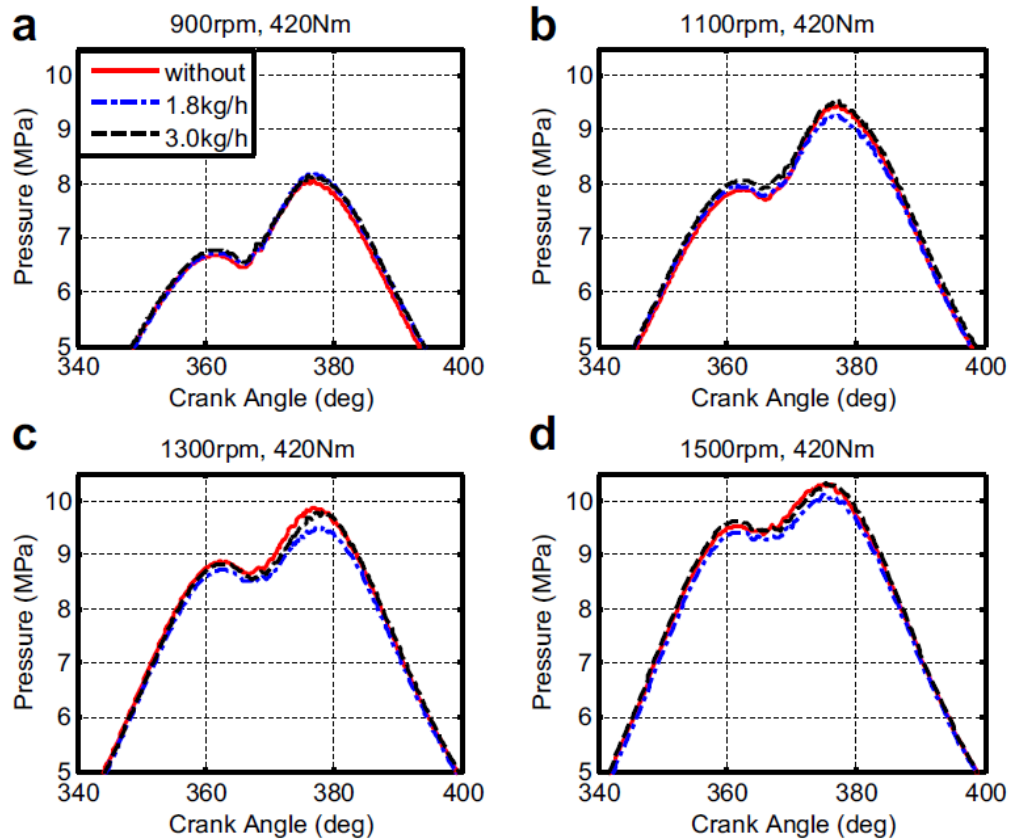


Figura 3.6: Gráficos de pressão interna no cilindro pelo ângulo do virabrequim para carga de 420 Nm (TESFA *et al.*, 2011).

Outro fator que deve ser analisado consiste na influência da água injetada sobre as taxas de liberação de calor de um motor do ciclo diesel operando com tal injeção. TESFA *et al.* (2011) também investigaram sobre os efeitos que a água tem sobre tal, testando sobre duas rotações (900 RPM e 1.300 RPM) e sobre duas cargas diferentes (210 Nm e 420 Nm), o qual pode ser observado pela figura 3.7. Em baixas velocidades, no início, taxas de liberação de calor negativas foram encontradas. Entretanto, em altas velocidades (1.300 RPM), a taxa de liberação de calor tornou-se positiva, devido à alta taxa de mistura.

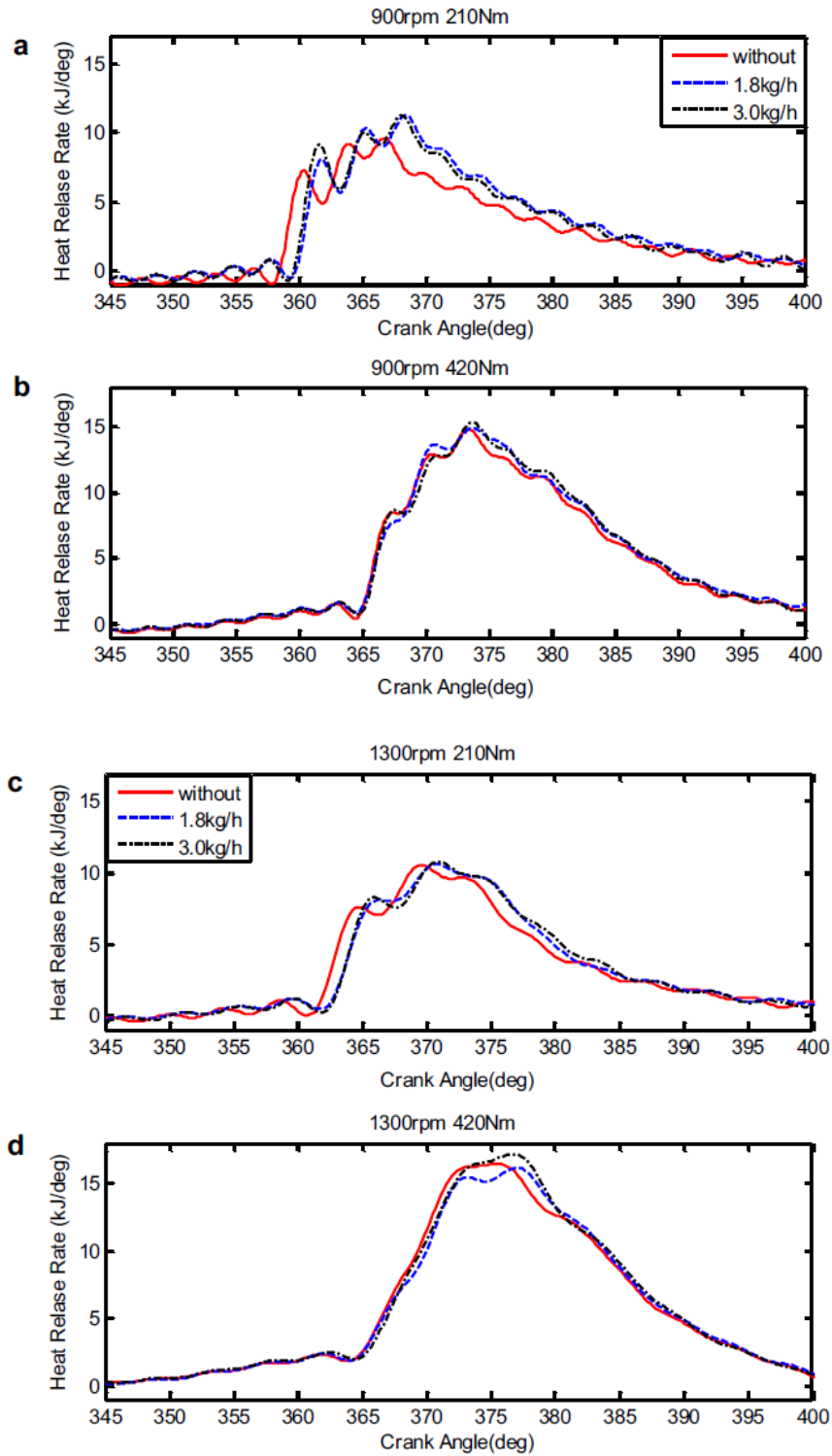


Figura 3.7: Gráficos de taxa de liberação de calor pelo ângulo do virabrequim (TESFA *et al.*, 2011).

Outro fato que os autores visualizaram foi que, a taxa de liberação de calor na fase de combustão de pré-mistura com o sistema de injeção de água foi maior que caso o motor operando sem o sistema. Esse acontecimento é devido ao atraso de ignição e a acumulação de combustível dentro da câmara de combustão no momento da combustão, resultando em uma alta taxa de liberação de calor. Fenômeno o

qual pode ser explicado pelo poder refrigerante que a água tem sobre o ar induzido (TESFA *et al.*, 2011; AJAV *et al.*, 1998)

Em casos de altas cargas, a combustão é quase puramente difusiva e a influência da água sobre a taxa de liberação de calor é mais reduzida. Para os autores, a taxa de combustão de difusão é governada pela quantidade de ar induzida pela quantidade de combustível injetado por unidade de tempo. Nesse caso com a injeção de água, é admitida pelo cilindro uma mistura de água-ar, ao invés de ar puro, dessa forma acarretando em um aumento da duração da combustão.

TESFA *et al.* (2011) investigaram os principais parâmetros de desempenho de um motor do ciclo diesel operando com a injeção de água por *fumigation*. Entre estes, no que se diz respeito ao consumo específico, eficiência térmica e a potência de saída. Os testes foram realizados com os mesmos parâmetros de injeção de água os quais foram utilizados nos testes acima citados (0,0 Kg/h, 1,8 Kg/h e 3,0 Kg/h) sobre diferentes cargas. O consumo específico é estimado pela razão entre o seu consumo de combustível pela potência de saída do motor, o qual pode ser visualizado pela figura 3.8. É possível aferir com base no gráfico que o consumo específico aumenta com a vazão de água de 3,0 Kg/h e uma redução para o uso de vazão de água de 1,8 Kg/h, isso para em cargas baixas (105 Nm e 210 Nm), e não apresenta alterações relevantes em cargas altas (315 Nm e 420 Nm).

Analisando o rendimento do motor, a eficiência térmica teve um aumento em baixas velocidades, alcançou um máximo e depois decresceu (figura 3.9) (SUBRAMANIAN, 2010). A eficiência térmica para o motor operando com injeção de água em cargas elevadas (210 Nm e 420 Nm) apresentaram-se maiores que as de um motor operando sem o sistema. Foi notado que em vazões de água em 1,8 Kg/h, o motor apresentou uma maior eficiência na sua maioria de regimes de operação, enquanto que para vazões de 3,0 Kg/h, a sua melhora na eficiência só foi notada em cargas elevadas, enquanto em cargas baixas, teve uma eficiência abaixo dos níveis atingidos com o uso de vazões de 1,8Kg/h e do motor operando sem a utilização do sistema.

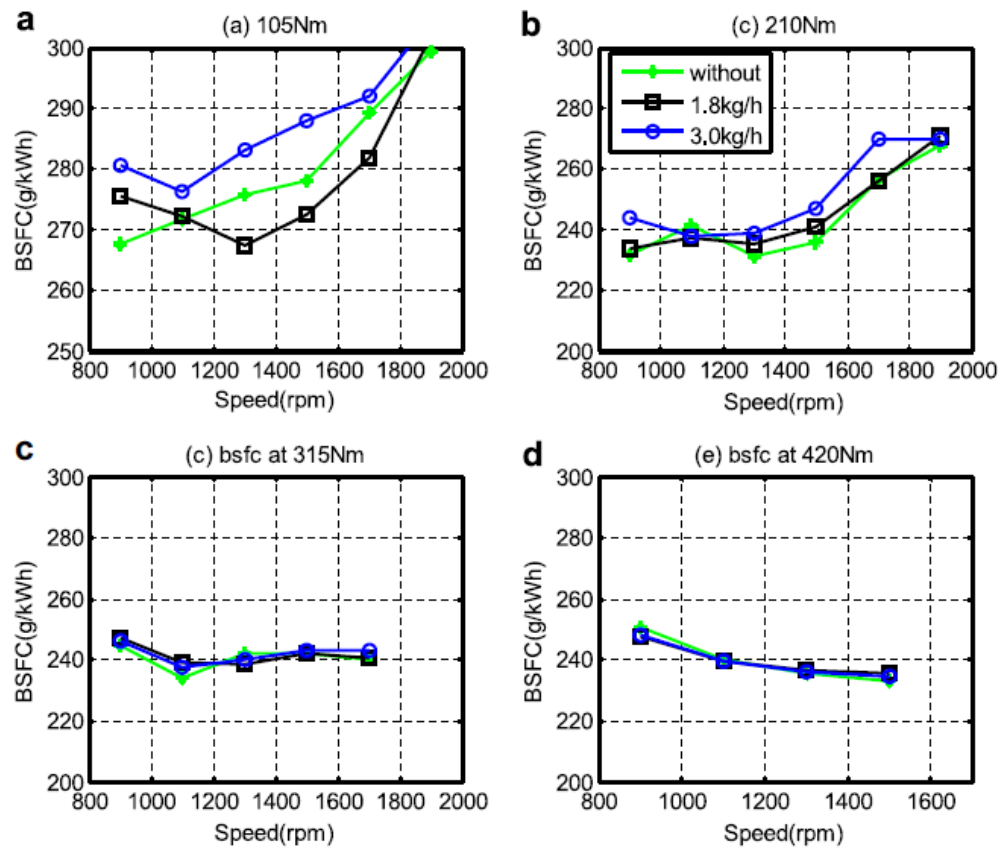


Figura 3.8: Gráficos de consumo específico pela variação de rotação em diferentes cargas (TESFA *et al.*, 2011)

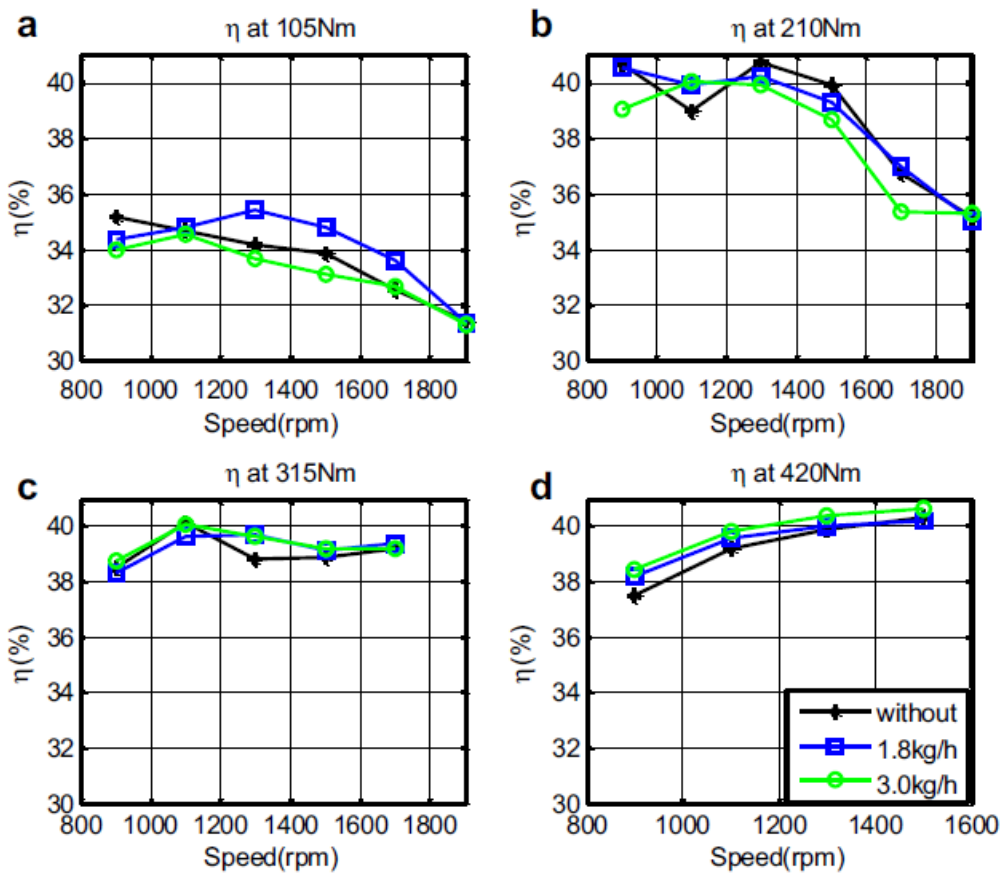


Figura 3.9: Gráficos de eficiência térmica pela variação de rotação em diferentes cargas (TESFA *et al.*, 2011)

Subramaniam (2010) realizou, em seu experimento, testes comparativos entre o uso de injeção de água no coletor de admissão e por emulsão com o óleo diesel. Para realizá-lo, o autor utilizou um motor monocilindro de quatro tempos com capacidade volumétrica de 661,5 cc, taxa de compressão de 17,5:1 rodando a uma velocidade constante de 1.500 RPM. Para uma análise comparativa, foi utilizada uma razão de 0,4:1 de água-diesel em ambos os tipos de adição de água (emulsão ou por injeção no coletor de admissão). Foi observada uma redução na eficiência térmica para todas as potências de saída, quando comparadas com o uso do diesel puro. Entretanto, foi encontrado um valor equiparável da eficiência térmica do uso de emulsão com o uso de diesel puro. Apesar da redução de eficiência devido à redução da temperatura interna do cilindro por causa da adição de água por emulsão, o autor comenta que o fenômeno de micro explosão da água proporciona uma melhor mistura entre o ar e o óleo diesel (figura 3.10).

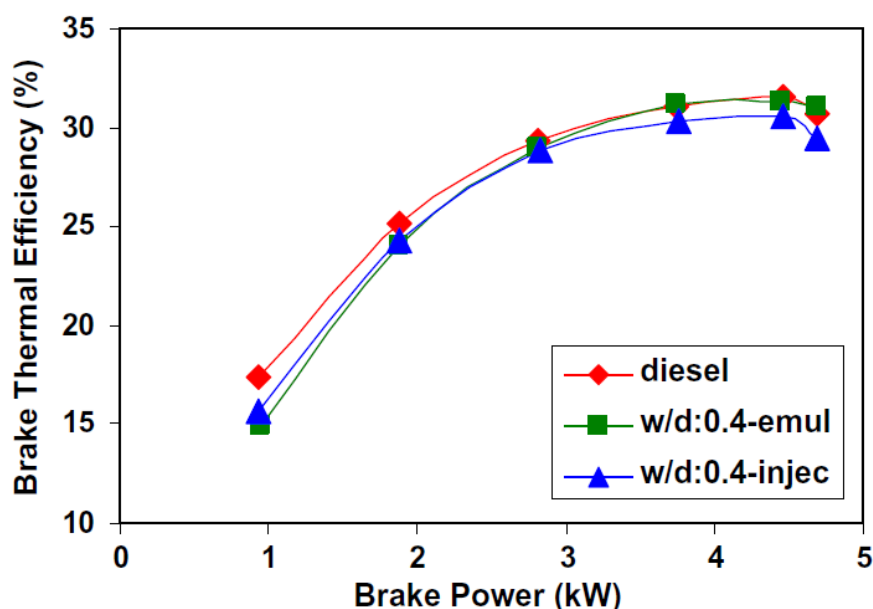


Figura 3.10: Gráfico de eficiência térmica pela potência de saída (SUBRAMANIAN, 2010).

O fenômeno de micro explosão ocorre quando um líquido de baixo ponto de ebulição (água) rodeado por um líquido de alto ponto de ebulição (óleo diesel). Quando a transferência de calor ocorre do diesel para a água, durante a fase de compressão, o líquido de baixo ponto de ebulição entra em um estado superaquecido e instável, levando a ocorrência de micro explosões, resultando em uma melhor mistura do combustível com o ar (SUBRAMANIAN, 2011).

CHAUHAN *et al.* (2011) analisaram a variação no consumo de etanol e diesel sob diferentes cargas por injeção por carburação (figura 3.11). É possível inferir que, para uma mesma carga, quando a percentagem de etanol aumenta, o consumo de diesel diminui e o padrão de decréscimo do consumo do diesel é alta para cargas elevadas. A mudança nos padrões de decréscimo, segundo os autores, é

devido a duração da combustão que, em baixas cargas, é maior que em cargas elevadas. E quando a mistura de etanol-ar se mistura com o diesel injetado, dentro da câmara de combustão, a mistura do etanol com o diesel é boa, devido a diferença de tensão de superfície de ambas as substâncias (a tensão de superfície do etanol é menor que a tensão de superfície do diesel). Quando em cargas elevadas, condições como alta pressão e temperatura fazem com que os efeitos de tensão superficial não sejam tão dominantes e, adicionando a condição de que a substituição de etanol não seja o suficiente para suprir a demanda energética para tal carga aplicada, seria necessária uma maior injeção de diesel para poder suprir tal carência energética.

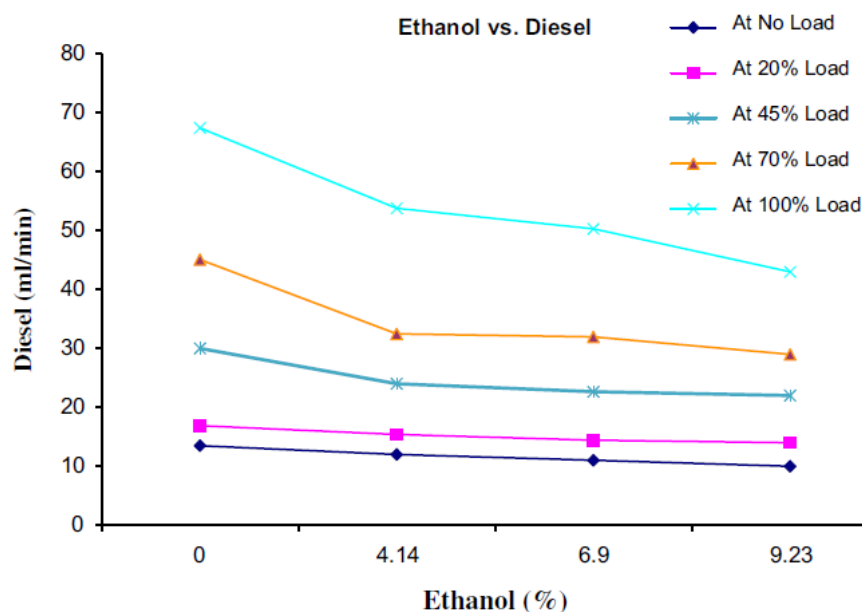


Figura 3.11: Gráfico de vazão de injeção de diesel por percentagem de substituição pelo etanol (CHAUHAN *et al.*, 2011).

3.2.4 EMISSÕES

Esta seção fornece uma visão geral sobre as formações de emissões de um motor do ciclo diesel operando no modo duplo combustível com o uso de etanol hidratado em várias proporções e óleo diesel.

As emissões de poluentes de um motor referem-se, principalmente, aos poluentes presentes nos gases da exaustão. Exemplos desses poluentes são: óxidos nitrosos (NO_x), monóxido de carbono (CO) e hidrocarbonetos não queimados (HC). Essas emissões são piores em um motor que opera em ciclo Otto do que em um motor que opera em ciclo diesel. As emissões de motores de ignição por compressão são principalmente a fuligem e o odor associado com certos hidrocarbonetos (STONE, 1999).

As emissões de CO, NOx e HC variam entre diferentes motores e dependem de algumas variáveis de funcionamento, dentre elas o ponto de ignição, carga, velocidade e, em particular, a razão ar-combustível. Este último fator influencia, principalmente, nas emissões de NOx e CO. Em motores do ciclo diesel que operam em regime Lean (mistura pobre de ar/combustível), a tendência é de um aumento nas emissões de NOx, dado pelo aumento da temperatura na câmara de combustão, e uma redução nas emissões de CO.

Para uma melhor análise sobre as emissões com o uso de etanol e água injetados por *fumigation*, serão apresentados a seguir resultados experimentais de vários autores a respeito da influência do uso desse tipo de injeção.

3.2.4.1 NOx

A redução das emissões de NOx pela injeção de mistura de álcool e água reduz a temperatura de chama do cilindro. As emissões de NOx são conhecidas por possuir uma relação direta com a temperatura (REIS, 2004).

Segundos testes realizados por SUBRAMANIAN (2010), utilizando os dois tipos de injeção de água (injetando uma emulsão de diesel/água no injetor dentro da câmara de combustão ou injetando água no coletor de admissão utilizando um injetor nesse local e gerenciado por uma ECU) podem reduzir a emissão de NOx drasticamente em motores do ciclo Diesel. Em carga máxima, as emissões de NOx reduziram de 1034 ppm com funcionamento convencional para 645 ppm com a emulsão e 643 ppm com a injeção. Em partes das cargas aplicadas em nos testes, o método por injeção no coletor de admissão apresenta uma redução de emissão maior que pela emulsão.

As reduções de NOx tem a sua ocorrência por questões térmicas (reduz a temperatura por efeito de “resfriador adiabático”) e por efeitos químicos (incremento de radicais OH) (SUBRAMANIAN, 2010).

O efeito da injeção de água sobre as emissões de poluentes em motores do ciclo Diesel já foi investigado experimentalmente. O experimento de TESFA *et al.* (2011) consistiu em um motor do ciclo Diesel com injeção direta de diesel, o qual fora abastecido com 100% de biodiesel e testado para cargas de 105 Nm e 315 Nm sobre varias rotações e diferentes vazões de injeção de água (0 kg/h, 1,8 Kg/h, 3,0 Kg/h). Em todas as condições de operação, as emissões de NOx foram decrescendo com o aumento da quantidade de água utilizada e com a rotação. Para uma melhor visualização, a figura (3.12) mostra os resultados dos experimentos para as diferentes cargas e rotações. Isso pode ser explicado com base que em altas velocidades de rotação do motor, ocorre um aumento na eficiência volumétrica e no movimento do fluxo de gás dentro da câmara de combustão, acarretando em uma

mistura entre o ar e o combustível mais rápido, reduzindo, dessa forma, o atraso de ignição (TESFA et al., 2011).

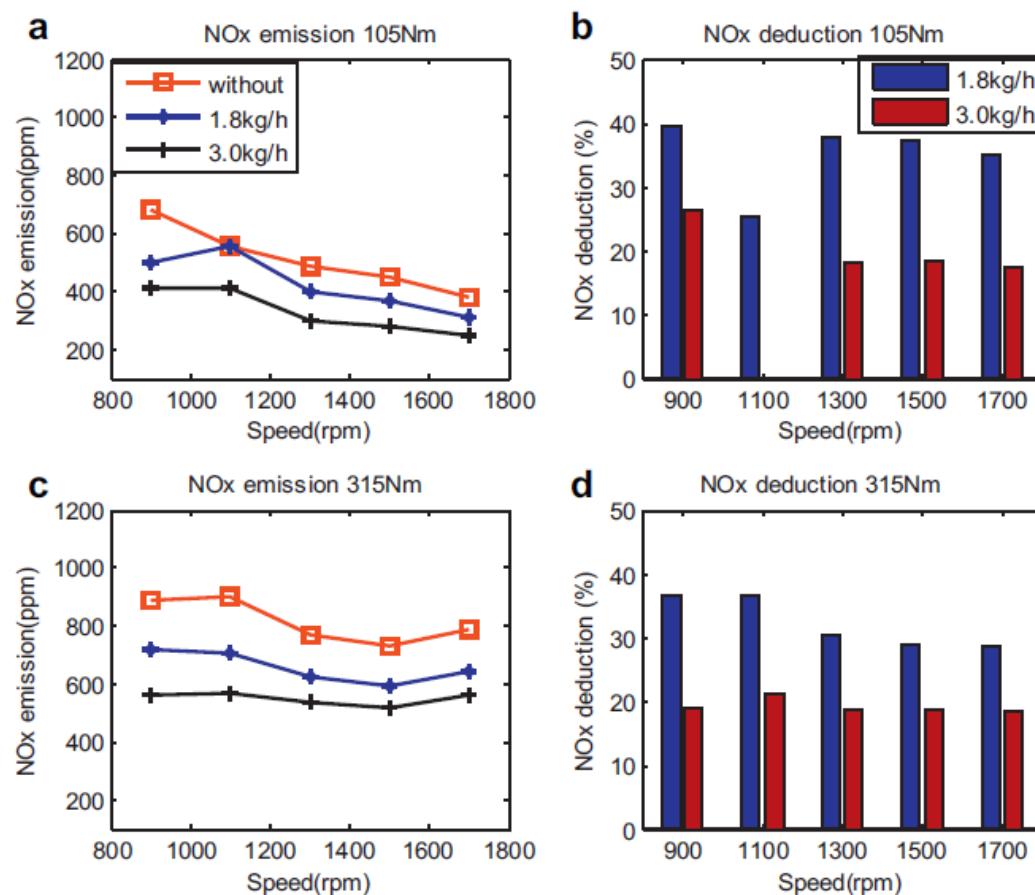


Figura 3.12: gráficos de emissão de NOx por rotação do motor em varias cargas (TESFA et al., 2011)

TAUZIA et al. (2010) realizaram testes sobre a influência nas emissões com a injeção de água no coletor de admissão. Como esperado, houve uma redução nas emissões de NOx com o aumento da quantidade de água injetada. Como discutido antes e pela conclusão do autor sobre tal fenômeno, o efeito de resfriamento da água pelo processo de vaporização, aumento na capacidade calorífica pelo aumento da massa específica do ar, aumento do calor específico pela diluição do ar com o vapor de água, aumento das perdas de calor com as paredes da câmara de combustão, aumento no atraso de ignição e dentre outros fatores não citados. O autor relatou que a máxima redução de NOx depende na máxima quantidade de injeção de água, que por sua vez é limitada pela estabilidade da combustão. As máximas quantidades de água encontradas pelo autor foram de 2,3 a 4,0 de massa de água/massa de combustível e de 0,10 a 0,15 de massa de água/massa de ar admitida.

AJAV et al. (1998) realizaram testes de injeção de etanol aquoso por *fumigation* em um motor do ciclo diesel por meio de carburação. O autor identificou um leve aumento nas emissões de NOx em 0,4% quando o etanol foi vaporizado sem pré-aquecimento e uma redução nas emissões de NOx em 0,7% quando o etanol foi vaporizado com pré-aquecimento. O autor explica que esse fenômeno

ocorre, pois no caso da injeção de etanol pré-aquecido, uma maior quantidade de diesel foi deslocado, reduzindo a razão de ar-combustível e assim, resultando em uma redução nas emissões de NOx. Em adicional, o calor latente da vaporização do etanol resulta em uma redução na temperatura de chama, acarretando em uma redução nas emissões de NOx.

CHAUHAN *et al.* (2011) analisaram a influência da injeção de etanol em um motor do ciclo diesel sob varias cargas, variando a quantidade de substituição do diesel pelo combustível vegetal, nas emissões de NOx (figura 3.13). É possível verificar um aumento nas emissões com o aumento da carga de trabalho do motor, o qual possui uma correspondência direta com a temperatura na câmara de combustão. Entretanto, em cargas baixas, mesmo com a variação na quantidade de etanol injetado no coletor de admissão. Os autores explicam que baixas cargas são capazes de tolerar apenas pequenas quantidades de substituição energética pelo etanol, pois pela baixa pressão dentro da câmara de combustão, a redução de temperatura promovida pela injeção de etanol por *fumigation* não se torna muito significante, assim fazendo com que as emissões de NOx se tornem maiores mesmo com a adição de etanol, isso para baixa cargas.

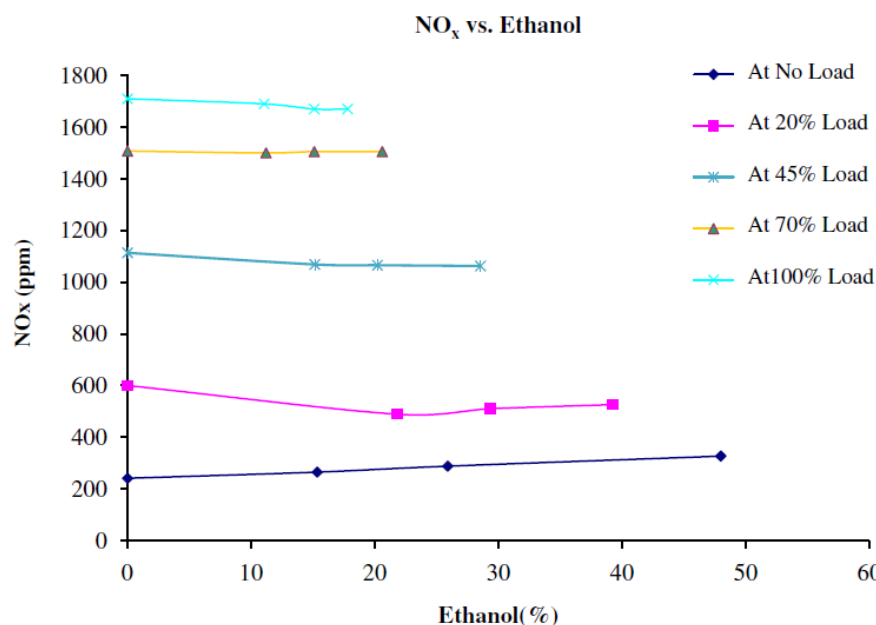


Figura 3.13: Gráfico de emissão de NOx pela porcentagem de substituição pelo etanol (CHAUHAN *et al.*, 2011).

3.2.4.2 Particulados

ABU-QUDAIS *et al.* (1999) analisaram a influência da injeção de etanol, por *fumigation* e por mistura com o diesel, sobre as emissões de particulados. A concentração de fuligem, segundo a figura 3.14, representa a fração de massa da fuligem liberado no escape, dado em miligramas de fuligem por quilogramas de escape. É possível inferir, analisando o gráfico, uma dependência na quantidade de

etanol injetado, isso para ambos os casos de injeção de etanol (*fumigation* e mistura). Segundo os autores, o uso de etanol aumenta a quantidade de hidrogênio na mistura dentro da câmara de combustão, favorecendo a oxidação da fuligem.

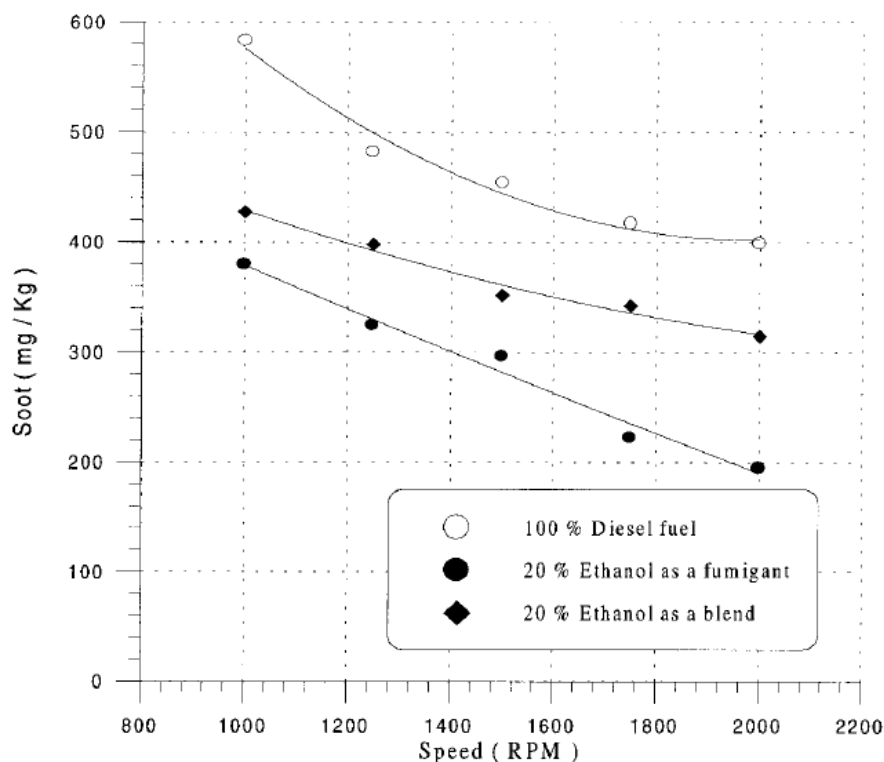


Figura 3.14: fração de emissão de fuligem por rotação do motor (ABU-QUDAIS *et al.*, 1999)

TAUZIA *et al.* (2010) analisaram, em seu estudo experimental, a influência da injeção de água no coletor de admissão nas emissões de particulados (PM). A tendência nas emissões de particulados está em seu aumento, uma vez que existe um *trade-off* entre as emissões de NOx e particulados. Os autores constataram um aumento considerável no aumento nas emissões de particulados. Isso pode ser explicado pelo fato que com a redução da temperatura causada pela injeção de água, ocorre uma limitação na oxidação de fuligem. Os autores também consideram a possibilidade de alteração na produção de fuligem (no centro da injeção de combustível), o qual pode ter sido alterado pela injeção de água.

3.2.4.3 HC

ABU-QUDAIS *et al.* (2000) em seu experimento, o qual consistia no uso de injeção de etanol por *fumigation* no coletor de admissão, analisou as emissões de HC resultantes desse processo com 20% de etanol injetado, comparando com o motor operando com óleo diesel puro e com mistura emulsificada de óleo diesel com etanol com proporção de 20% do álcool. Em seus resultados, o autor

identificou um aumento nas emissões de HC com os dois tipos de injeção de álcool, comparando com as emissões do motor operando com diesel puro. No caso de injeção de etanol por *fumigation*, o aumento nas emissões de HC foi entre 20 e 36%, enquanto que para o processo de adição de etanol por mistura com o óleo diesel, o aumento nas emissões foram entre 25 e 49%. Esses resultados foram obtidos com testes em várias rotações, de 1.000 RPM a 2.000 RPM (figura 3.15).

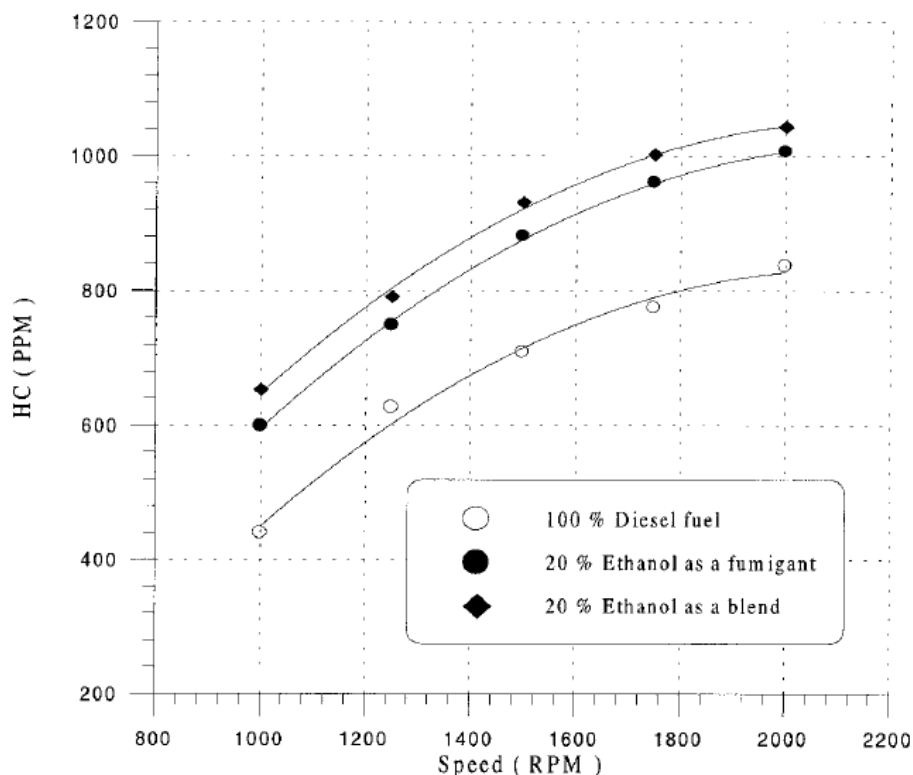


Figura 3.15: Gráfico de emissões de HC pela rotação do motor (ABU-QUDAIS *et al.*, 2000).

Os autores explicam que a razão pela qual as emissões de HC aumentaram foi por causa da camada extintora de etanol não queimado presente durante o processo de *fumigation*. Não existe camada extintora com a injeção de apenas diesel, porque a combustão é controlada pela difusão de gotas e é completamente rodeada de ar. Em adicional, o alto calor latente da vaporização acarreta em uma redução na velocidade de vaporização e mistura do combustível com o ar.

CHAUHAN *et al.* (2011) analisaram a influência da variação da quantidade etanol injetado por *fumigation* sob as emissões de HC, em várias cargas (figura 3.16). É possível inferir um aumento nas emissões de HC com o aumento na substituição do diesel. Esse fato, segundo os autores, deve-se a baixas temperaturas de combustão devido ao alto calor necessário para evaporação do etanol. Com isso, a oxidação dos hidrocarbonetos são prejudicados com tal redução na temperatura.

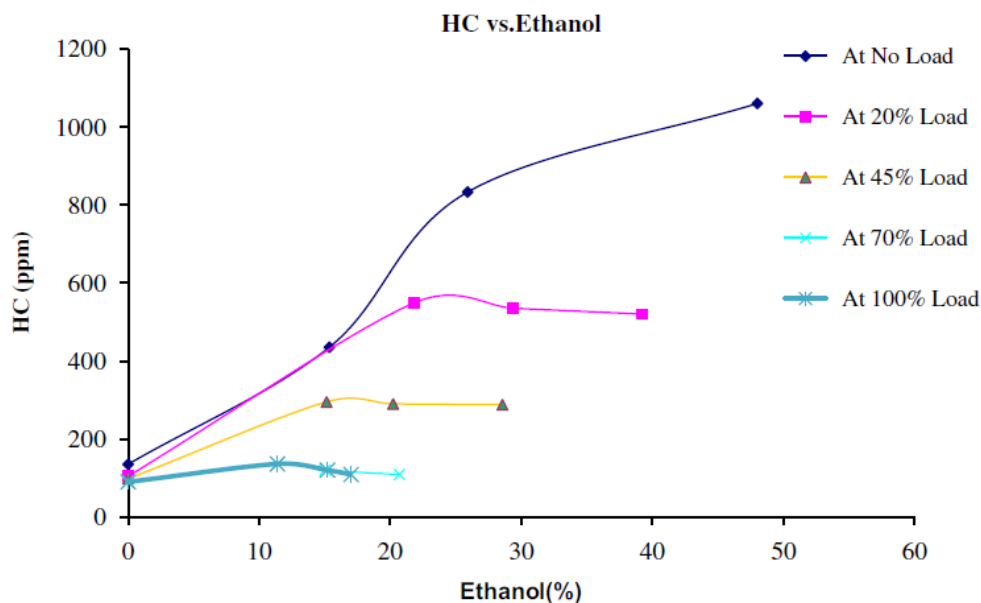


Figura 3.16: Gráfico de emissão de HC pela percentagem de substituição pelo etanol (CHAUHAN *et al.*, 2011).

3.2.4.4 CO

AJAV *et al.* (1998) realizaram testes de injeção de etanol aquoso por *fumigation* em um motor do ciclo diesel por meio de carburação. O autor identificou um aumento nas emissões de CO em ambos os tipos de tratamento do etanol injetado (com e sem pré-aquecimento). Foram identificados valores de emissões de CO de 0,56% para o uso de diesel puro, 0,63% para o uso de etanol sem pré-aquecimento, e 0,90% para o uso de etanol com pré-aquecimento. Segundo o autor, a combustão de etanol nesse caso teve um comportamento mais comparado com uma carga homogênea de combustão de ignição por centelha (contando com uma frente de chama) do que uma combustão controlada de difusão de gotas. Uma característica da queima de cargas homogêneas via frente de chama é que o CO é produzido antes que a oxidação completa de CO₂ possa ocorrer, mesmo com a quantidade de O₂ adequada. O aquecimento da mistura de ar-etanol na admissão resulta em altos valores de emissões de CO.

TESFA *et al.* (2011) analisaram as emissões de CO em um motor do ciclo diesel com a injeção de água por *fumigation*, sob vários regimes de rotação e duas cargas diferentes (105 Nm e 315 Nm), como mostra a figura (3.17). Foi observado que para altas vazões de água (3 Kg/h) as emissões de CO tendem a aumentar em todas as condições de operações. O autor comenta de duas possíveis razões para tal acontecimento. Primeiro, a redução da temperatura de pré-combustão pela injeção de água, reduzindo a conversão química do CO para CO₂. Segundo, o carbono sólido reage em altas

temperaturas com o vapor de água, aumentando a formação de CO e água no cilindro. Foi visto, inclusive, que quando a rotação e a carga do motor aumentam, as emissões de CO tendem a decrescer. Isso ocorre pois a razão equivalente entre ar-combustível tendem a aumentar com o aumento da rotação, e isso resulta em um aumento na temperatura interna do cilindro que por sua vez aumenta a taxa de reação química de transformação do CO em CO₂.

ABU-QUDAIS *et al.* (1999) analisaram as influências que a injeção de etanol promove sobre as emissões de CO, comparando o uso de misturas (20% de etanol), injeção por *fumigation* (20% etanol) e por injeção de diesel puro. Os autores constataram um aumento nas emissões numa faixa de 21-55% para o uso de *fumigation* e uma faixa de 28-71,5% para o uso de mistura, sendo ambos os experimentos analisados sobre a faixa de rotação utilizada nos testes (de 1.000 RPM a 2.000 RPM).

O aumento nos índices de CO é resultado da combustão incompleta da mistura de etanol-ar. Fatores como baixa temperatura de combustão, a criação de uma camada fina extintora criada pelo efeito refrigerante do etanol vaporizado e o aumento do atraso de ignição são os fatores argumentados pelos autores para indicar as razões pela qual as emissões de CO aumentaram.

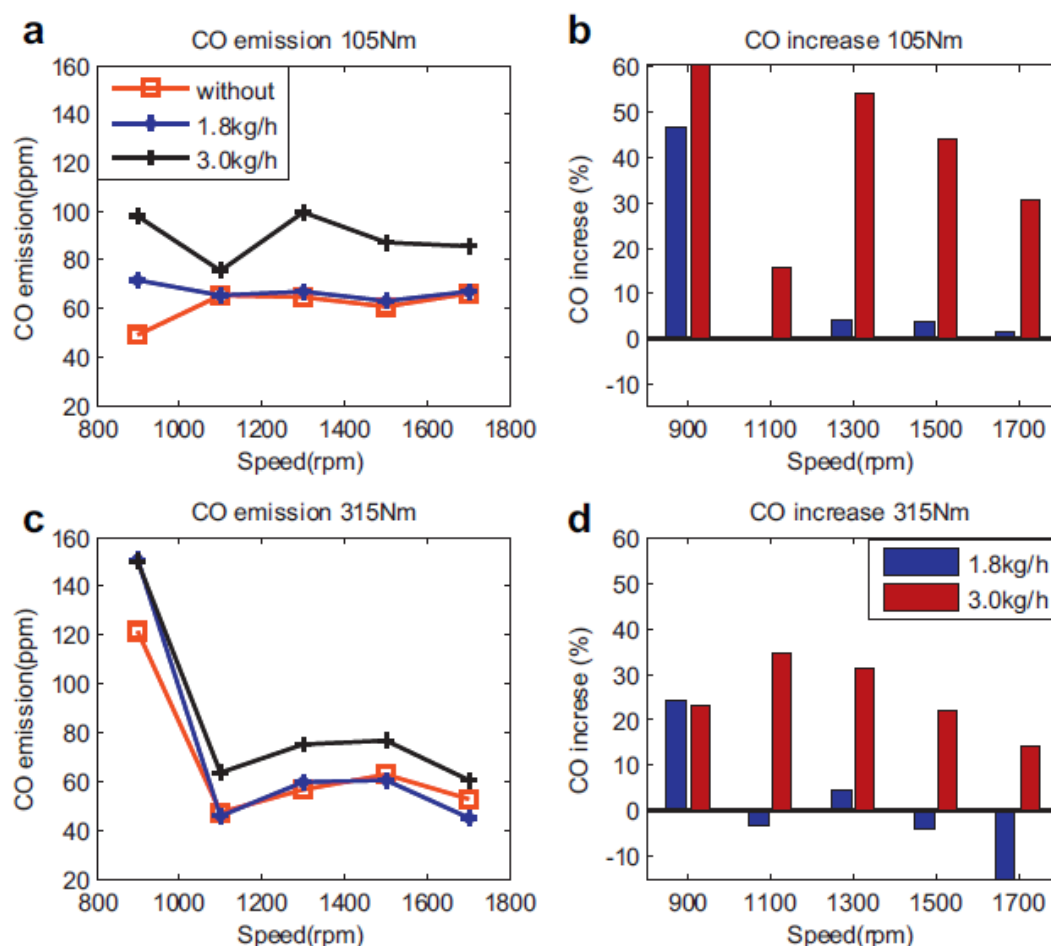


Figura 3.17: Gráficos de emissão de CO pela rotação do motor em varias cargas (TESFA *et al.*, 2011)

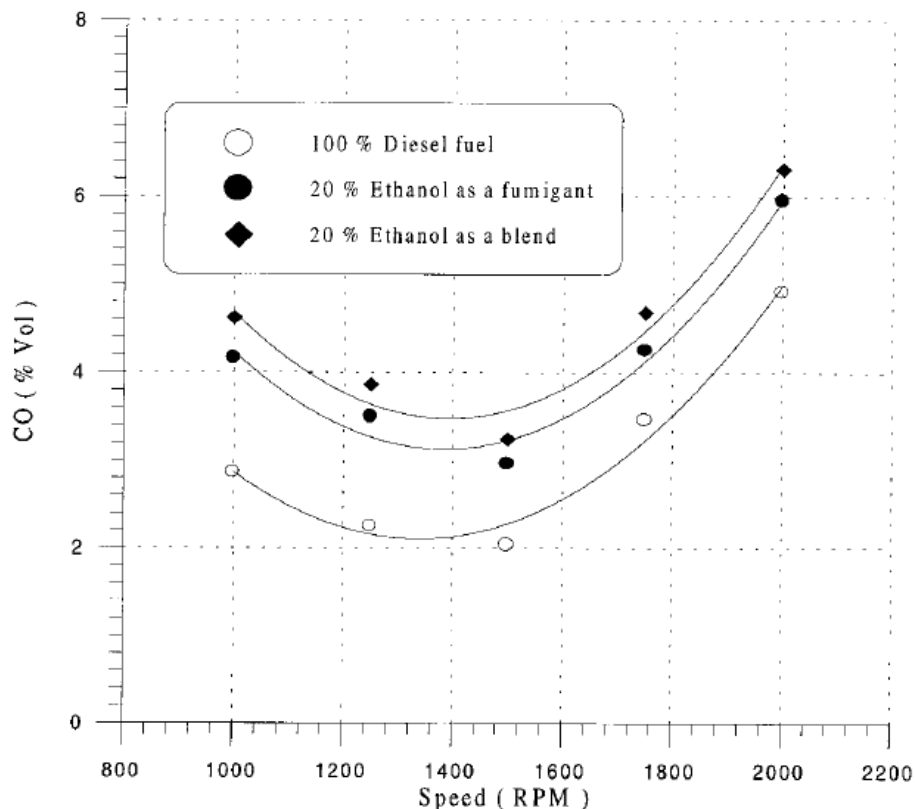


Figura 3.18: Gráfico de emissão de CO pela rotação do motor (ABU-QUDAIS *et al.*, 1999)

CHAUHAN *et al.* (2011) analisaram a influência da quantidade de substituição de diesel por etanol nas emissões de CO, injetando este combustível por *fumigation*, variando-se a carga de trabalho do motor. As emissões de CO dependem da razão ar-combustível relativa com a proporção estequiométrica de reação de combustão. Analisando o gráfico representado pela figura 3.19, é possível perceber uma invariância na produção de CO com o aumento da substituição, para cargas baixas, e um leve decréscimo em cargas mais elevadas. O aumento constatado de emissões de CO com o aumento da carga está no fato de uma maior injeção de diesel dentro da câmara de combustão, para que o motor consiga manter a rotação de trabalho sobre a maior carga aplicada. A quantidade de ar se mantém a mesma, porém a quantidade de combustível aumenta, resultando em um aumento na proporção de combustão incompleta, acarretando em um aumento nas emissões de CO. Sobre a questão do aumento nas emissões de CO com o respectivo aumento nas substituições do diesel, o autor utiliza-se de dois argumentos. O primeiro consiste em um aumento na densidade do ar ocasionado pelo resfriamento proporcionado pela injeção de etanol, o que justifica o decréscimo em níveis de substituição baixos. Entretanto, ao aumentar essa proporção, ocorre uma redução considerável na temperatura dentro da câmara de combustão, resultando em uma maior proporção de combustão incompleta e assim, aumentando as emissões de CO.

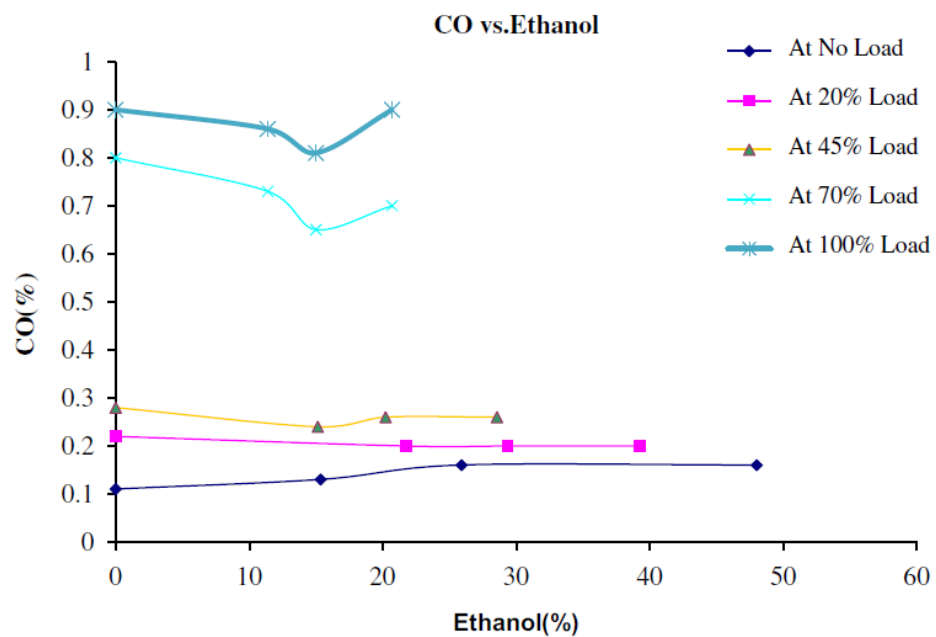


Figura 3.19: Gráfico de emissão de CO pela percentagem de substituição pelo etanol (CHAUHAN *et al.*, 2011).

4 APARATO EXPERIMENTAL E PROCEDIMENTOS

Neste capítulo, estão listados os equipamentos que foram utilizados nos ensaios com uma breve instrução de como devem ser operados para que o experimento possa ser analisado e facilmente reproduzido. Todo o aparato foi montado com o objetivo de ter medidas com menor erro possível.

4.1 APARATO EXPERIMENTAL

O aparato experimental o qual será descrito foi montado com o objetivo de ser uma edição confiável nos ensaios realizados, de forma a serem obtidos resultados compatíveis com o tipo de experimento, reduzindo no possível a propagação de erros relacionados à montagem da bancada experimental.

A bancada experimental foi instalada dentro do laboratório de motores a combustão interna, localizado no laboratório de termociências da Faculdade de Tecnologia, UnB. O motor foi posicionado sobre uma bancada dinamométrica hidráulica. Para as aferições referentes às emissões do motor, foi posicionada uma sonda na região do escape do motor. O ambiente o qual o motor se localizava para testes possuía ventilação proporcionada por exaustores, para que dessa forma a sua temperatura de funcionamento seja aproximadamente a temperatura ambiente.

Para a admissão do motor, foi utilizada a caixa equalizadora de pressão localizada em uma das paredes da sala de testes, o qual o ar foi direcionado para o motor por meio de um duto flexível fixado por abraçadeiras. O ar admitido pelo motor provem de um ambiente externo a sala de testes, o qual é admitido por um orifício localizado na lateral da caixa equalizadora de pressão. Com a utilização desta característica de ar pelo motor, os erros associados às emissões tenderão a ser menor, caso comparado com a situação do uso do ar da própria sala de testes (gases provenientes da combustão podem ser readmitidos na admissão, por falta de um isolamento perfeito do sistema de exaustão do motor).

Para uma melhor visualização da bancada de testes, a figura (4.1) mostra o esquema de montagem dos componentes utilizados para a realização de testes.

Nesta primeira seção, a descrição do aparato experimental será dividida como segue:

- Dinamômetro e motor (bancada de teste do motor);
- Instrumentos de medição de emissões de poluentes gasosos;
- Sistema de aquisição de dados.

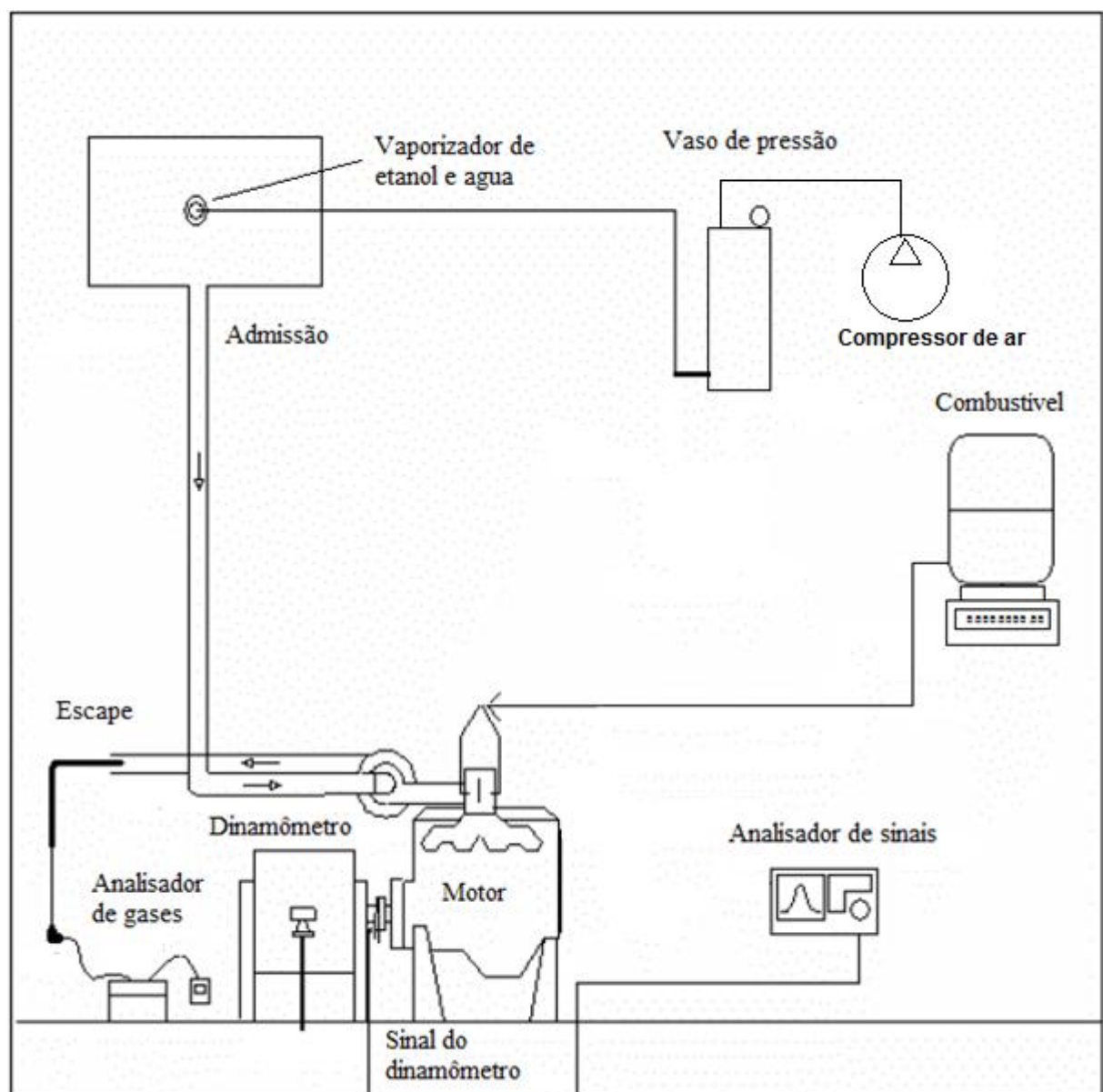


Figura 3.1 Bancada de ensaios

4.1.1 BANCADA DINAMOMETRICA

Para as medições correspondentes ao desempenho do motor e o seu rendimento, foi utilizado um dinamômetro hidráulico da marca SCHENCK, modelo D210-1e, com as seguintes especificações máximas de medição:

- Potencia máxima: 210 kW (285.52 cavalos-vapor);

- Torque máximo: 600 N.m (61.2 Kgfm);
- Rotação máxima: 10.000 RPM.

As instrumentações utilizadas para o monitoramento do motor são:

- Chave de ignição – ligar o motor;
- Acelerador manualmente controlável por cabo de aço;
- Limitador de rotação programável;
- Indicador de carga, em kgf;
- Indicador analógico de temperatura da saída da água de arrefecimento do motor;

4.1.2 MOTOR

O motor utilizado consiste em um motor do ciclo Diesel sobrealimentado sem intercooler. As características originais do motor são:

- Modelo PERKINS Q20B4.236 diesel;
- Fabricante; Massey Perkins S.A.;
- Nº de cilindros: 4 cilindros;
- Disposição dos cilindros: em linha;
- Diâmetro do cilindro: 0.09843 m;
- Curso do pistão: 0.127 m;
- Capacidade volumétrica: 3870 cm³ (capacidade em cada cilindro: 967.5 cm³);
- Diâmetro da válvula de admissão: 0.03901 m;
- Diâmetro da válvula de descarga: 0.03345 m;
- Abertura da válvula de admissão referencia PMS: -13°;
- Fechamento da válvula de admissão referencia PMI: -43°;
- Abertura da válvula de descarga referencia PMI: -46°;
- Fechamento da válvula de descarga referencia PMS: -10°;
- Taxa de compressão: 16:1;
- Combustível original: óleo diesel;

- Bomba injetora: Bosh VE4/12F 1500 RE 107;
- Potencia efetiva: 122.45 KW a 2.800 RPM;
- Turbocompressor: Garrett, com A/R de 0.42 no caracol frio e 0.63 no caracol quente.

Para o bom e correto funcionamento do motor, vários fatores referentes a sua manutenção foram realizadas. Os objetos principais de manutenção foram:

- Substituição de filtros de combustível para o uso exclusivo destas baterias de testes em específico;
- Verificação do sistema de arrefecimento do motor para um correto funcionamento deste;
- Verificação do sistema de lubrificação do motor, incluindo o óleo lubrificante e o filtro de óleo;
- Verificação de aperto de parafusos nos componentes de junção para evitar qualquer vazamento ou comportamento indesejável;
- Verificação no sistema de admissão e de exaustão, incluindo a verificação do funcionamento do turbocompressor e as suas conexões.

O sistema de arrefecimento do motor consiste em um reservatório de 40 litros fixado fora da sala de testes, e segue via tubulação de água subterrânea até a posição de montagem do motor, sendo conectadas por mangueiras flexíveis. No tubo de saída da água de arrefecimento foi instalado um termopar, onde foi possível um constante monitoramento da temperatura do motor.

4.1.3 SISTEMA DE INJEÇÃO DE COMBUSTÍVEL

Para o fornecimento de combustível no motor, foi utilizado dois barris de cinco litros, confeccionado em aço inox, o qual por meio de ligações de mangueira foi feito uma conexão entre esse reservatório e a bomba de combustível. A ligação foi realizada seguindo o seguinte esquema: cada mangueira a qual cada combustível é conduzido (diesel e biodiesel) possui um registro de esfera, possibilitando um controle da vazão de cada combustível a ser utilizado; após os registros, ambas as mangueiras foram conectadas por uma conexão em “T”, tornando-se uma única saída, conduzindo o combustível para o sistema de injeção, onde será filtrada e comprimida pela bomba injetora, pressurizando a mistura para que possa ser injetada dentro da câmara de combustão.

Para a injeção da mistura de combustível desejado (biodiesel e diesel), a mistura foi realizada dentro de ambos os barris na proporção adequada. Para manter a continuidade dos testes, um barril foi utilizado até que o volume esteja na condição limite. Quando essa condição é alcançada, o outro reservatório é aberto.

Para as medições de consumo específico do motor operando com diesel e biodiesel, os reservatórios foram posicionados encima de uma balança de precisão.

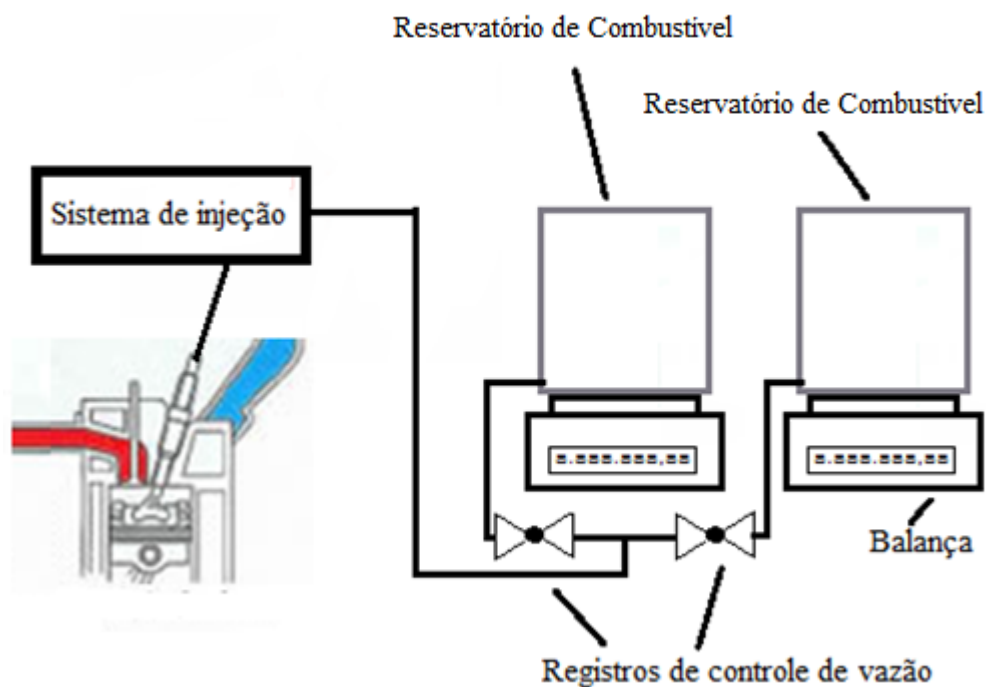


Figura 4.2 Esquema de alimentação de combustível.

Segue abaixo as características referentes à balança utilizada para as medições de consumo específico do óleo diesel:

- Modelo: Adventure ARD110;
- Marca: ToledoTM;
- Capacidade máxima: 4.100 gramas;
- Valor de divisão real: 0.01 gramas;
- Valor de divisão verificado: 0.1 gramas;
- Desvio padrão; 0.01 gramas;
- Linearidade: ± 0.02 gramas;
- Diâmetro do prato: 180 milímetros.

4.1.4 SISTEMA DE INJEÇÃO DE ETANOL E ÁGUA

O sistema de injeção de etanol e água consistem em uma injeção por *fumigation*, sendo vaporizadas ambas as substâncias com o uso do vaporizador MISTNETTM, da empresa NETAFIM. Para que a mistura seja bem desenvolvida, foi utilizado um caixa equalizadora de pressão e o injetor foi posicionado na admissão dessa caixa, como mostra a figura. Da caixa equalizadora de pressão, em uma de suas saídas, foi adaptado um tubo flexível o qual foi responsável por direcionar o ar com a mistura para a entrada da turbina.

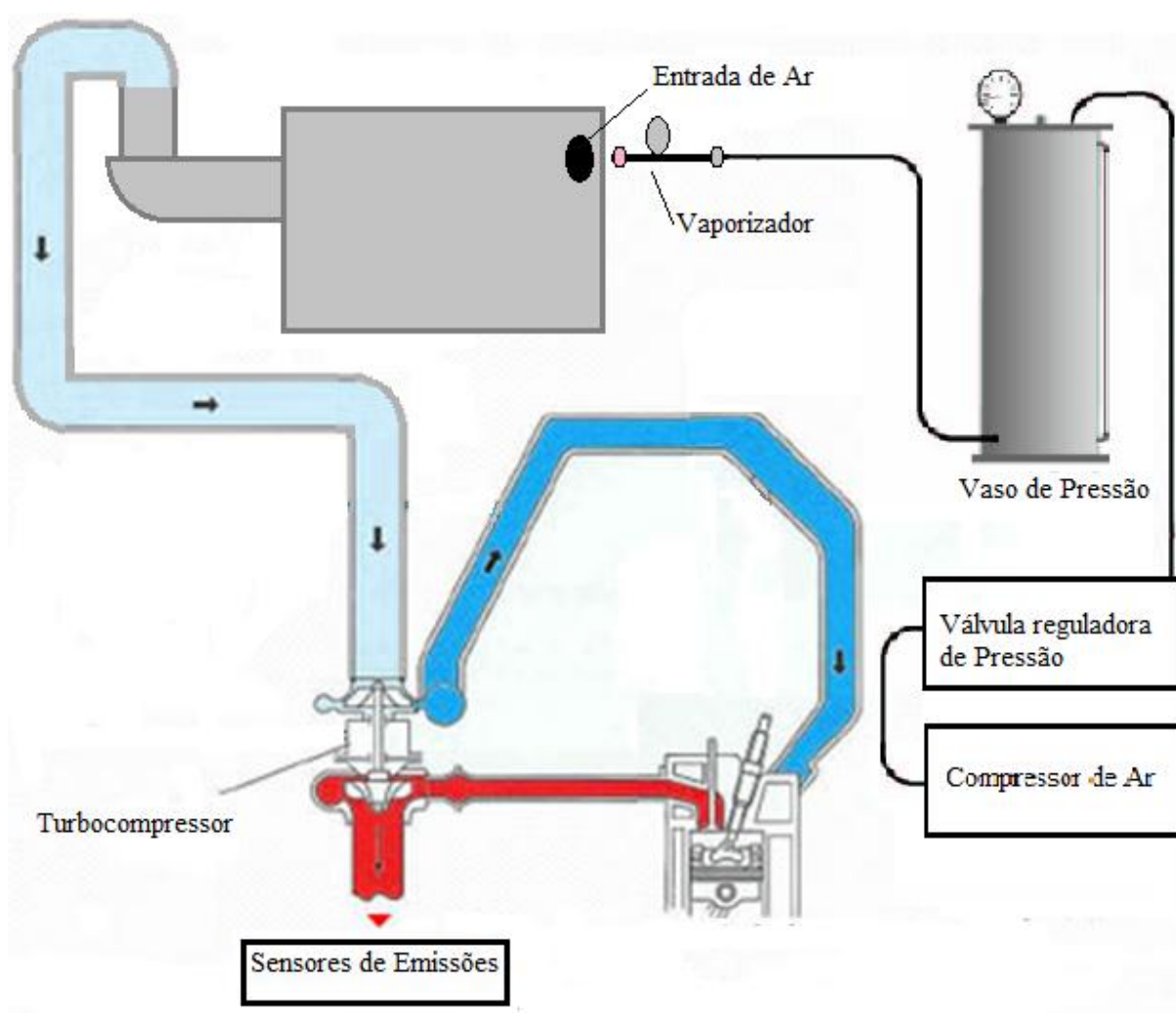


Figura 4.3

Foi conectado ao vaso de pressão um compressor de ar na face superior do vaso, o qual foi mantido em pressão constante de 3 bar. O vaso apresenta uma tomada de líquido na face superior, o

qual foi utilizado para o abastecimento de etanol e água dentro do vaso. Do vaso ao injetor foi utilizado uma tubulação flexível. O injetor foi fixado na entrada da caixa equalizadora e foi posicionado em ângulo para que o mesmo não prejudique a tomada de ar.

O injetor de etanol e água consiste em um vaporizador da marca NETAFIM MISTINETTM. O vaporizador utilizado foi inicialmente desenvolvido para processos de irrigação na agricultura por vaporização de água. Consiste em um vaporizador superfino e estático onde é bastante empregado para processos de umidificação e de irrigação.

Segue abaixo os dados referentes aos componentes utilizados no sistema de injeção de etanol e água.

4.1.4.1 VAPORIZADOR DE ETANOL E ÁGUA

A motivação para o uso desse injetor consiste em dois princípios: o seu baixo custo e a sua qualidade de vaporização. O vaporizador apresenta bom custo-benefício, uma vez que consegue vaporizar uma boa quantidade de água com dimensões de gotas relativamente pequenas, em uma boa dispersão, e a um custo baixo (custo do produto: R\$ 3.00).

Dados sobre o vaporizador MISTINETTM:

- Design desenvolvido para eliminar efeitos de gotejamento;
- Vaporizador estático, 2 vazões: 15, 25 l/h. vazão nominal em pressão de 2.7 bar;
- Pressões admissíveis de 2.5 a 5.0 bar;
- Conectores por pressão;
- Vazão: 25 l/h;
- Dimensões de gotas: 100 micros;
- Dispersão uniforme de gotas;
- Resistência para materiais corrosivos.

Foram realizados testes para determinação da vazão volumétrica do vaporizador utilizado. Para tal, foi utilizado água e etanol na proporção de 50% para ambos e foi estabelecido uma pressão de trabalho de 3 bar. Para as aferições, foi utilizada uma bureta e um cronometro para medir o tempo necessário para preencher certa quantidade de volume. As medições constataram uma vazão de aproximadamente 6.0 L/h.

4.1.4.2 COMPRESSOR DE AR

O compressor utilizado foi escolhido de forma que pudesse atender as necessidades de pressão e vazão de ar. Segue abaixo as características referentes ao compressor utilizado.

- Modelo: csa 8.5/25 l;
- Marca: AirplusTM;
- Capacidade volumétrica do vaso de pressão: 25 litros;
- Motor: 2 hp;
- Relé térmico de sobrecarga;
- Interruptor no pressostato;
- Pressão de operação mínima: 80 psi e máxima 120 psi;
- Sistema de lubrificação integrado;
- Dimensões (largura x altura x profundidade): 350 x 610 x 600 mm;
- Peso: 23.5 Kg.

As conexões entre o compressor e o vaso de pressão foram feitas com tubulações próprias para pressão e foram utilizadas válvulas de engate rápido nas conexões (no vaso de pressão e no compressor). As conexões foram verificadas quanto a possível vazamento.

4.1.5 COMBUSTÍVEL UTILIZADO – CARACTERIZAÇÃO

Os combustíveis utilizados nos testes consistem no diesel (puro) e no biodiesel, onde as misturas foram realizadas com as proporções equivalentes de ambos.

O etanol utilizado para a injeção por *fumigation* consiste no etanol hidratado disponível nas redes de postos de combustíveis, o qual as suas características podem ser visualizadas abaixo (RESOLUÇÃO ANP Nº 7, DE 9.2.2011 - DOU 10.2.2011 – RETIFICADA DOU 14.4.2011, 2011):

- Acidez total, máxima (em miligramas de ácido acético): 30 mg/L;
- Condutividade elétrica, máxima: 350 mS/m;
- Massa específica a 20°C: 807,6 a 811,0 kg/m³;
- Teor alcoólico (% volume): 95,1;
- Teor alcoólico (% massa): 92,5;

- Teor de metanol, máximo (% volume): 1;
- Teor de hidrocarbonetos, máximo(% volume): 3;
- Teor de cloreto, máxima: 1 mg/kg;
- Teor de sulfato, máxima: 4 mg/kg;
- Teor de ferro, máxima: 5 mg/kg;
- Teor de sódio, máxima: 2 mg/kg;
- Poder Calorífico Inferior: 29940 kJ/kg (para etanol anidro)

Para obter a proporção desejada nos testes, foi considerada a proporção de água no etanol de 95 ° GL (5% de água), sendo adicionado água até a proporção desejada de 50% etanol e 50% água. Foi tomado o devido cuidado do uso de água purificada (filtrada) para a realização da mistura.

Para a determinação do rendimento do motor, onde se há necessário o poder calorífico inferior do combustível injetado, foi estimado o PCI como sendo referente ao do álcool anidro, considerando que a metade da vazão volumétrica do vaporizador, o que equivale a 3 litros por hora, sejam dessa substância.

O biocombustível utilizado consiste no biodiesel de soja, produzido na micro-usina da Faculdade do Gama (FGA/UnB), por rota metílica (alcooolize por metanol) e catalisado com KOH. Segue abaixo alguns dados referentes a esse biocombustível (FALLA, 2008):

- Densidade a 20°C: 876 kg/m³;
- Viscosidade cinemática a 40°C: 5,0068 mm²/s;
- Viscosidade cinemática a 100°C: 1,8593 mm²/s;
- Ponto de entupimento de filtro a frio: -4,4°C;
- Índice de acidez, máximo: 0,8 mg KOH/g;
- Pressão de vapor (37,8°C): 12,4 kPa;
- Lubricidade: Film 98, Friction 0,111;
- Poder Calorífico Inferior: 45321 kJ/kg.

O óleo diesel utilizado consiste no combustível destinado a veículos dotados de motores do ciclo Diesel, de uso rodoviário, com a adição de biodiesel de 5% (diesel B0 – S500), disponível em postos de abastecimento. Segue abaixo as características desse combustível (RESOLUÇÃO ANP Nº 65, DE 9.12.2011 - DOU 12.12.2011, 2011):

- Teor de enxofre, máximo: 500 mg/kg;
- Massa específica a 20°C: 820 a 865 kg/m³;
- Ponto de fulgor, mínimo: 38,0 °C;
- Viscosidade a 40°C: 2,0 a 5,0 mm²/s;
- Ponto de entupimento de filtro a frio, máximo: 5°C;
- Índice de cetano: 42;
- Poder Calorífico Inferior; 52920 kJ/kg

Os dados referentes ao Poder Calorífico Inferior para os três combustíveis foram extraídos de KOIKE *et al.* (2010).

4.1.6 INSTRUMENTAÇÃO DE MEDIÇÃO DE POLUENTES GASOSOS

Para a análise dos gases, foi utilizado um opacímetro da marca AVL Ditest, modelo DiCom 4000. O sistema consiste de uma unidade controladora principal, um termopar para medição de temperatura do óleo do motor, mangueira e uma sonda coletora de gases. O analisador é capaz de realizar medições de CO, CO₂, O₂, HC, opacidade, temperatura do óleo lubrificante do motor e a razão de equivalência da mistura ar-combustível. Possui uma entrada específica para a conexão de um medidor de NOx. A Figura 4.4 mostra o aparelho utilizado e a tabela 4.1 mostra as características principais do aparelho.

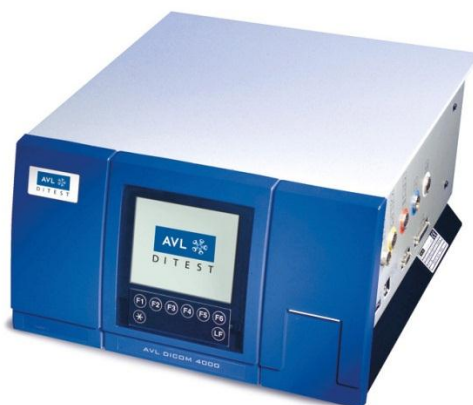


Figura 4.4 Analisador de gases DiCom 4000 (AVL DITEST).

Tabela 4.1: Escalas de medições e precisões nas medições do analisaro DiCom 4000.

Parâmetro	Faixa de operação	Resolução
O ₂	0 – 20% Vol.	0.1"%
CO	0 – 10% Vol.	0.01%
CO ₂	0 – 20% Vol.	0.1%
HC	0 – 20.000 ppm	1 ppm
l	0 – 9.999	0.001
Temperatura do óleo	0 – 150°C	1°C
Opacidade	0 – 100%	1%

4.2 PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS

A principal proposta do trabalho consiste na avaliação e comparação das emissões e desempenho de um motor do ciclo diesel operando com diesel e biodiesel, com o uso do sistema de injeção de etanol e água por *fumigation* no sistema de admissão do motor. Dessa forma, dados poderão ser adquiridos, sendo colocados em tabelas e gráficos e assim comparados. A comparação desses dados apresenta uma grande relevância neste trabalho e assim, indicando se o sistema de injeção de etanol e água seguiu as expectativas segundo as pesquisas anteriormente feitas.

Para uma análise sobre a influência da injeção de etanol e água por *fumigation*, foram realizados em duas baterias de testes distintos. O primeiro foi realizado com o motor operando em seu regime normal de funcionamento, operando com o combustível injetado com a proporção de diesel e biodiesel desejado, e sem o sistema de injeção, enquanto o segundo teste foi realizado utilizando o sistema de injeção posicionado na caixa equalizadora de pressão, logo após de ter realizado a primeira bateria de testes.

Os testes foram realizados testes nas proporções de mistura de biodiesel e óleo diesel de: 5% (B5), 25% (B25), 50% (B50), 75% (B75) e 100% (B100), onde a percentagem indica o nível de substituição de óleo diesel pelo biodiesel de soja. O biocombustível utilizado consiste no biodiesel de soja, obtida por rota metflica e catalisada com hidróxido de potássio (KOH), produzido no campus Gama, da Universidade de Brasília (FGA – UnB).

Inicialmente, o motor operou com o óleo diesel disponível em posto de combustível para verificar se o motor esta em bom funcionamento. Logo após tal teste, a bateria de testes teve o seu inicio, operando inicialmente com óleo diesel.

O motor teve a sua operação inicial até que a temperatura da água de arrefecimento atingisse 60°C. Logo após, o nível de combustível foi completado do reservatório para que os testes se iniciem. Quando o motor ultrapassava a temperatura crítica de funcionamento, estabelecida em 80°C, a água do reservatório de arrefecimento era renovada, até que a temperatura voltasse à condição ideal de trabalho.

Para uma apuração inicial dos dados do motor, quanto ao seu desempenho, foi aplicada carga plena (100%) nas seguintes rotações: 800, 1.650, 2.000, 2.500, 2.800 RPM. Rotações abaixo de 1.650 RPM e acima de 2.800 RPM o motor apresentava instabilidade de funcionamento, limitando assim as rotações utilizadas nos testes. Com os dados adquiridos de carga plena, foi possível traçar a curva do motor sobre tal carga. Para a rotação de 800 RPM, o motor foi operado sem carga (“ponto – morto”), uma vez que não era possível manter a estabilidade de manutenção da carga do motor para faixas de rotação abaixo de 1.650 RPM.

Para a determinação de cargas parciais, foram utilizadas as cargas plenas sobre as rotações anteriormente determinados, determinando as cargas parciais de trabalho, como mostra a fórmula.

$$\frac{C_{100\%}}{100} = \frac{C_{75\%}}{75} \quad (4.1)$$

Determinada a curva de carga em 75%, foi analisado o consumo de combustível do motor. Para tal, foi utilizada a balança digital para indicar a variação de massa por um determinado intervalo de tempo, sendo este parâmetro determinado com o uso de um cronometro. Para cada rotação, logo depois de estabelecida a estabilidade de funcionamento do motor, foi realizada medições de massa indicada pela balança com o intervalo de tempo de 30 segundos. Essa medição foi realizada partindo-se de uma rotação inicial de 2.800 RPM a 800 RPM. Logo após tal procedimento, foi realizado de forma crescente, partindo de uma rotação inicial de 800 RPM a 2.800 RPM, sendo efetuado o mesmo princípio de medição de consumo específico.

Em paralelo com a medição do consumo específico, foram medidas as emissões do motor para carga parcial (75%) nas faixas de rotações compreendidas: 800, 1.650, 2.000, 2.500, 2.800.

Logo após os testes realizados sem o sistema de injeção de etanol e água, este sistema foi adaptado à caixa equalizadora de pressão e foi conectado ao motor o duto de ar o qual irá direcionar o ar umidificado ao turbocompressor.

Inicialmente foi testado o motor operando sem a injeção e verificando as possíveis perdas de cargas na admissão de ar. Logo após o motor ter obtido a sua temperatura ideal de trabalho, o vaso de

pressão do sistema de injeção da mistura água-álcool foi pressurizada a pressão de 3 bar e foi direcionada na admissão da caixa equalizadora de pressão.

Depois de inicializado o funcionamento do sistema de injeção de etanol e água, o motor foi operado a carga parcial de 75%, a mesma obtida com o teste anterior, sem o uso do sistema, de modo a identificar a possível variação de consumo de combustível de biodiesel com o uso do sistema e assim, determinar o seu consumo específico.

A rotina de teste supracitada foi repetida para as várias misturas possíveis de diesel e biodiesel, incluindo diesel comercial puro e biodiesel puro.

Foram coletados os seguintes parâmetros para análise: emissões exaladas pelo escape do motor (CO, CO₂, O₂, HC) na carga parcial de 75% e o torque do motor (nas condições de 100% e 75% de carga no motor).

Para encontrar a potência de saída do motor utilizou-se a seguinte relação:

$$PE = \frac{n \cdot F}{1000} \times 0,735 \quad (4.2)$$

Onde PE = potência efetiva, kW; n = rotação, rpm; F = carga, kgf.

O consumo específico de combustível foi calculado da seguinte forma:

$$CEC = (\dot{m}_d + \dot{m}_e) \div PE \quad (4.3)$$

Onde CEC = consumo específico de combustível, kg/kW.h; \dot{m}_d = fluxo de diesel/biodiesel, kg/h; \dot{m}_e = fluxo de etanol/água. No termo referente à injeção de diesel e biodiesel (\dot{m}_d) será considerado a soma das vazões mássicas de ambas as frações de diesel e biodiesel. No caso do termo referente à injeção de etanol e água (\dot{m}_e), será considerado uma vazão mássica constante para os testes com a pressão de injeção mantida em 3 bar.

Eficiência total é dada por:

$$\eta = \frac{PE \cdot 10^{-3}}{(\dot{m}_d \times PCI_d) + (\dot{m}_b \times PCI_b) + (\dot{m}_e \times PCI_e)} \times 100 \quad (4.4)$$

Onde η = eficiência, %; PCI_d = poder calorífico inferior do diesel, kJ/kg.; PCI_b = poder calorífico inferior do biodiesel, kJ/kg.; PCI_e = poder calorífico inferior do etanol, kJ/kg; \dot{m}_d e \dot{m}_e definidos com unidade de kg/s.

Para uma manipulação mais fácil da formula, uma vez que a vazão de combustível é dada pela vazão da mistura nas proporções estipuladas pelo trabalho, pode ser feita a seguinte releitura da formula (4.4):

$$\eta = \frac{PE \cdot 10^{-3}}{(\dot{m}_m \times ((1 - p) \times PCI_d) + (p \times PCI_b)) + (\dot{m}_e \times PCI_e)} \times 100 \quad (4.5)$$

Onde p indica a percentagem de biodiesel na mistura e \dot{m}_m , indica a vazão mássica da mistura de diesel e biodiesel, em kg/s, sendo medida durante os testes.

Ambos os parâmetros, consumo específico de combustível (CEC) e a eficiência do motor (η) representam-se como principais alvos de análises nesse trabalho. Com ambos, é possível dizer sobre o desempenho do motor com o uso do sistema de injeção de etanol e água.

5 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Este capítulo apresenta os resultados obtidos nos diversos ensaios. Os resultados obtidos serão analisados e comparados com aqueles obtidos por outros grupos de pesquisas. Os dados aqui apresentados seguem rigorosamente a metodologia proposta no capítulo anterior.

5.1 PARÂMETROS DE DESEMPENHO DO MOTOR

Conforme destacado na metodologia, o objetivo dos ensaios era verificar a influência da injeção de etanol e água em uma vazão mássica constante durante toda faixa de rotação operada nos testes no desempenho do motor e em suas emissões, para o motor operando com várias proporções de diesel e biodiesel, desde o diesel comercial puro (B0 – S500), partindo para outras misturas possíveis (5%, 15%, 25%, 50%, 75% de substituição de diesel comercial por biodiesel) até o biodiesel puro. As configurações de atraso de injeção foram mantidas constantes e os seus valores são mostrados na metodologia. Os resultados dos diversos ensaios se encontram nos itens seguintes, com suas devidas justificativas.

Inicialmente, a bancada de injeção foi montada e o sistema testado. Foi verificado a qualidade de vaporização do bico para a pressão de trabalho de 3 bar. Foi realizada uma medição da vazão do bico com o auxílio de uma bureta e um cronômetro, com a mistura de etanol e água na proporção de 50% cada. Foi obtido uma vazão de 0,1 litros por minuto. Considerando a proporção de etanol é de 50% sobre o volume, então a vazão volumétrica de etanol é de 0,05 litros por minuto, o que consiste em uma vazão mássica de 2,3745 kg/h de etanol anidro e 5,3745 kg/h de vazão mássica combinada de etanol e água, ambos em 50% de proporção volumétrica.

Logo após, o motor foi operado com óleo diesel comercial (B0 – S500) para a verificação operacional do sistema e para que o motor possa atingir uma temperatura ideal de trabalho, sendo marcada com o auxílio de um termopar inserido na saída de água de arrefecimento do motor. Como a água de arrefecimento trabalha em sistema fechado, o fluido entra, depois de um determinado tempo de funcionamento, em um estado permanente, onde a temperatura não apresenta grandes variações.

Durante o funcionamento do motor, foi verificada a temperatura de trabalho durante toda a extensão de tempo em que o teste foi realizado, evitando que a temperatura ultrapasse 80°C. Quando

este valor é alcançado, parte da água de arrefecimento é renovada, reduzindo, dessa forma, a temperatura do motor.

Para a determinação da potência, este deve ser corrigido, segundo a norma NBR sobre teste em motores Diesel, para considerar a menor massa específica de oxidante em função da altitude de Brasília, multiplicando o seu valor calculado por 1,17.

Os valores de potência para o diesel (figura 5.1) e para o biodiesel (figura 5.2) no modo bi-combustível (diesel + etanol) foram obtidos com o motor operando a plena carga (100%), nas faixas de rotações correspondidas a: 1.200, 1650, 2.000, 2.500 e 2.800 RPM. A mesma metodologia foi empregada para o motor operando em sua configuração original, ou seja, sem o sistema de injeção de etanol e água. Pode-se ver um aumento na potência de saída do motor quando o sistema é ativado, sendo principalmente observadas ao aumento da rotação, com o proporcional aumento da potência. As tabelas (5.1) e (5.2) mostram numericamente o aumento de potência e torque proporcionado pelo sistema. O aumento percentual dado na tabela é o mesmo valor do torque e da potência.

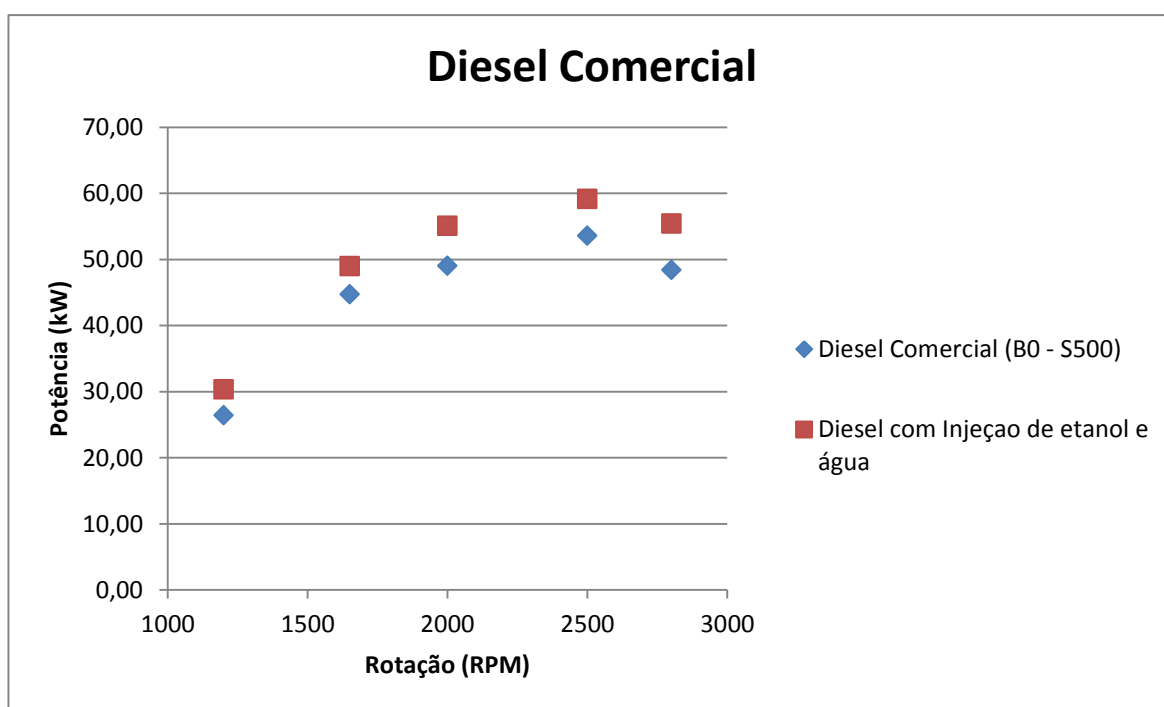


Figura 5.1: Potência com diesel comercial.

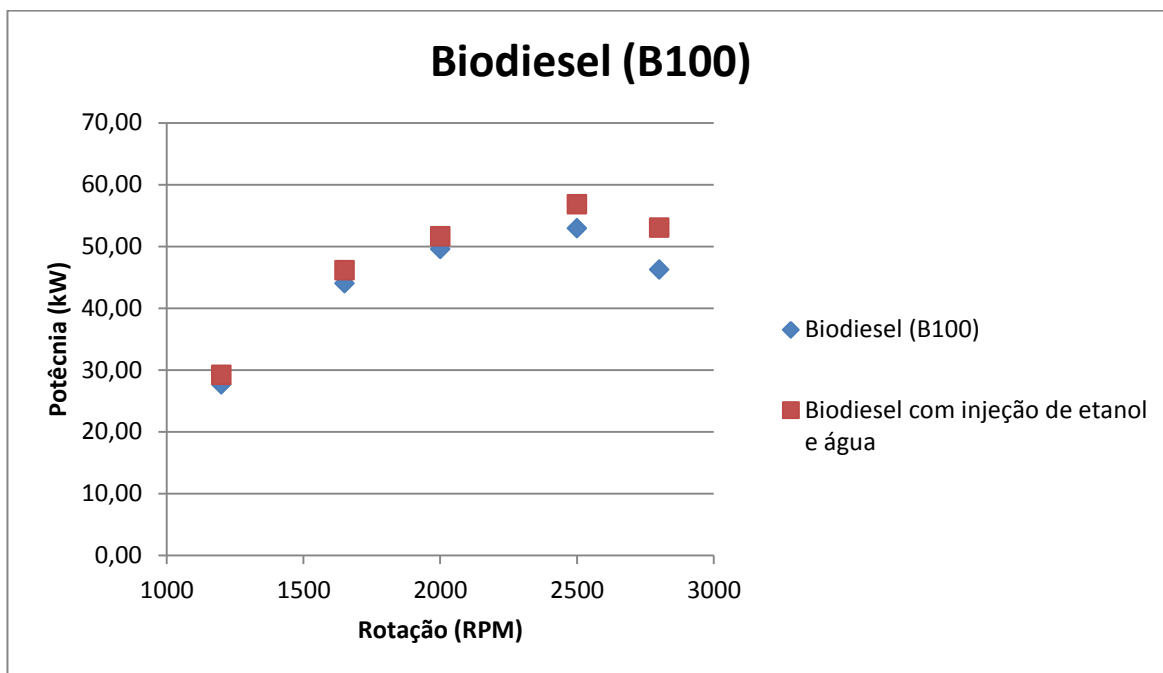


Figura 5.2: Potência com Biodiesel

Tabela 5.1: Torque, potencia para diesel comercial em plena carga com injeção de etanol e água.

Diesel comercial (B0 – S500)					
Rotação (RPM)	Sem a injeção de etanol e água na admissão		Com a injeção de etanol e água na admissão		Aumento Percentual
	Torque (kgf.m)	Potencia (kW)	Torque (kgf.m)	Potencia (kW)	
1.200	18,38	26,44	21,11	30,36	14,9 %
1.500	22,62	44,73	24,77	48,99	9,5 %
2.000	20,46	49,05	22,98	55,07	12,3 %
2.500	17,88	53,57	19,75	59,16	10,5 %
2.800	14,43	48,43	16,51	55,42	14,4 %

Tabela 5.2: Torque, potencia para Biodiesel (B100) em plena carga com injeção de etanol e água.

Diesel comercial (B0 – S500)					
Rotação (RPM)	Sem a injeção de etanol e água na admissão		Com a injeção de etanol e água na admissão		Aumento Percentual
	Torque (kgf.m)	Potencia (kW)	Torque (kgf.m)	Potencia (kW)	
1.200	19,24	27,67	20,32	29,22	5,6 %
1.500	22,26	44,02	23,34	46,15	4,8 %
2.000	20,68	49,57	21,54	51,63	4,2 %
2.500	17,66	52,92	18,96	56,80	7,3 %
2.800	13,79	46,26	15,80	53,01	14,6 %

A potencia gerada com o uso do sistema apresentou um aumento, o qual a sua maior proporção foi notada para o uso do diesel (aumento médio de 12,3 %, com pico de 14,9%) do que para com o biodiesel (aumento médio de 7,3%, com pico de 14,4%). Esse efeito de aumento de potencia é constatado pela maioria dos estudos relacionados sobre injeção de etanol e de agua (TESTA *et al*, 2011; AJAV *et al.*, 1998; ABU-QUDAIS *et al.*, 2000), os quais relataram um efeito de redução da temperatura do ar admitido, aumento a sua densidade e, dessa forma, aumento a sua vazão.

Logo após dos testes realizados em plena carga, para a sua caracterização, foi determinado as cargas parciais para a realização dos testes sobre a influencia da injeção de etanol e agua para as varias proporções de mistura de diesel e biodiesel, no âmbito do consumo especifico, eficiência e emissões. Foram determinados as cargas referentes a 75% da carga plena para cada tipo de mistura e sem o uso do sistema de injeção de etanol e agua, o motor foi operado nas rotações de 800 (marcha lenta e sem carga), 1.650, 2.000, 2.500 e 2.800 RPM. Foi utilizada uma rotina de testes o qual o motor é trabalho na rotação de 2.800 RPM e o seu valor decresce, tendo a sua parada nos patamares desejados ate a posição de marcha lenta e sem carga. Logo após, a rotação do motor cresce, parando nos patamares, ate chegar à rotação limite dos testes, de 2.800 RPM. Com esses dados, é possível estabelecer uma media do seu valor.

Os testes com o uso do sistema de injeção de etanol e agua foram realizados logo após dos testes realizados sem o uso do sistema, para mesma mistura de diesel e biodiesel. Dessa forma, as condições climáticas e operacionais são praticamente as mesmas, reduzindo as proporções de erros gerados quando as medições são realizadas em momentos muito distintos.

Para uma visualização dos resultados obtidos, as tabelas (5.3), (5.4), (5.5), (5.6), (5.7), (5.8) e (5.9) referem-se a influencia do uso de etanol e agua com a variação de percentagem de biodiesel presente na mistura utilizada, referentes a: 0%, 5%, 15%, 25%, 50%, 75% e 100% de substituição de diesel por biodiesel, respectivamente. As tabelas possuem a função de identificar a variação de consumo especifico com e sem o sistema de injeção, mostrando também o consumo especifico para ambas as situações. No caso da coluna que representa o consumo especifico com etanol foi considerado a porção de combustível na mistura, ou seja, os 50% referentes ao etanol anidro.

Tabela 5.3: Torque, potencia e consumo especifico para B0 – S500 em carga parcial.

Rotação (RPM)	Torque (kgf.m)	Potencia (kW)	Sem a injeção de etanol e agua		Com a injeção de etanol e agua		
			Vazão mássica de diesel e biodiesel	Consumo especifico	Vazão mássica de diesel e biodiesel	Consumo especifico sem etanol	Consumo especifico com etanol
800	-	-	0,83	-	0,62	-	-
1.650	16,96	33,54	7,91	235,66	5,63	167,87	238,64
2.000	15,62	37,43	9,07	242,35	6,80	181,68	245,11
2.500	13,46	40,34	11,67	289,22	7,62	191,83	247,78
2.800	11,15	37,41	12,46	333,17	7,84	203,94	270,30

Tabela 5.4: Torque, potencia e consumo especifico para B5 em carga parcial.

Rotação (RPM)	Torque (kgf.m)	Potencia (kW)	Sem a injeção de etanol e agua		Com a injeção de etanol e agua		
			Vazão mássica de diesel e biodiesel	Consumo especifico	Vazão mássica de diesel e biodiesel	Consumo especifico sem etanol	Consumo especifico com etanol
800	-	-	0,90	-	0,60	-	-
1.650	16,80	33,23	7,94	239,10	6,12	191,28	255,62
2.000	15,29	36,66	9,09	248,00	7,87	223,09	279,45
2.500	13,14	39,37	11,83	300,37	9,11	268,36	291,71
2.800	10,75	36,09	12,53	347,33	10,39	309,64	353,68

Tabela 5.5: Torque, potencia e consumo especifico para B15 em carga parcial.

Rotação (RPM)	Torque (kgf.m)	Potencia (kW)	Sem a injeção de etanol e agua		Sem a injeção de etanol e agua		
			Vazão mássica de diesel e biodiesel	Consumo especifico	Vazão mássica de diesel e biodiesel	Consumo especifico sem etanol	Consumo especifico com etanol
800	-	-	0,90	-	1,36	-	-
1.650	16,80	33,12	7,97	239,10	6,70	220,10	273,39
2.000	15,29	36,66	9,14	248,00	7,80	212,93	277,53
2.500	13,14	39,21	11,78	300,37	10,83	276,36	336,67
2.800	10,75	36,14	12,61	347,33	11,72	324,47	389,99

Tabela 5.6: Torque, potencia e consumo especifico para B25 em carga parcial.

Rotação (RPM)	Torque (kgf.m)	Potencia (kW)	Sem a injeção de etanol e agua		Sem a injeção de etanol e agua		
			Vazão mássica de diesel e biodiesel	Consumo especifico	Vazão mássica de diesel e biodiesel	Consumo especifico sem etanol	Consumo especifico com etanol
800	-	-	1,00	-	1,3788	-	-
1.650	16,69	33,01	8,14	246,60	6,59	199,90	271,56
2.000	15,24	36,53	9,28	254,13	7,76	212,45	277,43
2.500	13,09	39,21	11,84	301,85	10,08	257,31	317,63
2.800	10,72	35,96	12,78	355,41	10,86	302,02	368,03

Tabela 5.7: Torque, potencia e consumo especifico para B50 em carga parcial.

Rotação (RPM)	Torque (kgf.m)	Potencia (kW)	Sem a injeção de etanol e agua		Sem a injeção de etanol e agua		
			Vazão mássica de diesel e biodiesel	Consumo especifico	Vazão mássica de diesel e biodiesel	Consumo especifico sem etanol	Consumo especifico com etanol
800	-	-	1,04	-	1,492	-	-
1.650	16,69	33,01	8,25	249,94	6,8094	206,26	277,93
2.000	15,19	36,40	9,60	263,83	8,29	227,81	292,98
2.500	13,03	39,05	11,94	305,77	10,37	265,58	326,36
2.800	10,66	35,78	12,74	356,13	10,96	306,31	372,26

Tabela 5.8: Torque, potencia e consumo especifico para B75 em carga parcial.

Rotação (RPM)	Torque (kgf.m)	Potencia (kW)	Sem a injeção de etanol e agua		Com a injeção de etanol e agua		
			Vazão mássica de diesel e biodiesel	Consumo especifico	Vazão mássica de diesel e biodiesel	Consumo especifico sem etanol	Consumo especifico com etanol
800	-	-	1,15	-	1,52	-	-
1.650	16,64	32,91	8,44	256,42	6,76	205,51	277,56
2.000	15,19	36,40	9,75	267,74	7,86	216,18	281,16
2.500	12,98	38,89	12,16	312,67	12,57	323,49	384,27
2.800	10,61	35,60	13,38	375,82	12,39	348,26	414,73

Tabela 5.9: Torque, potencia e consumo especifico para B100 em carga parcial.

Rotação (RPM)	Torque (kgf.m)	Potencia (kW)	Sem a injeção de etanol e agua		Sem a injeção de etanol e agua		
			Vazão mássica de diesel e biodiesel	Consumo especifico	Vazão mássica de diesel e biodiesel	Consumo especifico sem etanol	Consumo especifico com etanol
800	-	-	1,24	-	1,81	-	-
1.650	16,59	32,80	8,65	263,77	7,54	230,06	302,27
2.000	15,13	36,27	10,04	267,83	8,71	240,34	305,61
2.500	12,92	38,72	12,30	317,55	10,93	282,30	343,61
2.800	10,61	35,60	13,55	380,73	12,45	349,76	416,41

É possível verificar uma redução na vazão mássica de diesel e biodiesel quando se usa o sistema de injeção de etanol e agua. Como se esta injetando um combustível adicional, é necessário uma menor injeção de combustível dentro da câmara de combustão. O consumo especifico combinado (biodiesel + diesel + etanol e agua) apresentou valores maiores que o consumo especifico do motor operando sem o uso do sistema. Esse fato deve-se ao menor poder calorifico do etanol, o qual o seu valor é próximo da metade do valor do poder calorifico do óleo diesel, resultando em massa maior para a manutenção da carga desejada.

Foi notado um aumento no consumo específico, quando se aumenta a proporção de biodiesel na mistura diesel e biodiesel. Esse fato é resultante da maior densidade do biodiesel, quando comparada ao óleo diesel. Dessa forma, a vazão de combustível será maior quanto maior for a proporção de biodiesel na mistura, como consta os dados anteriormente relatados. O menor poder calorifico é outro fator que prejudica a potencia de saída no motor, aumentando o seu consumo especifico.

Para uma melhor visualização do real efeito da injeção de etanol e agua na admissão no motor, foram traçadas as curvas de eficiência do sistema, com o auxilio da formula (4.5). a eficiência pode ser visualizada nas figuras (5.8), (5.9), (5.10), (5.11), (5.12), (5.13) e (5.14).

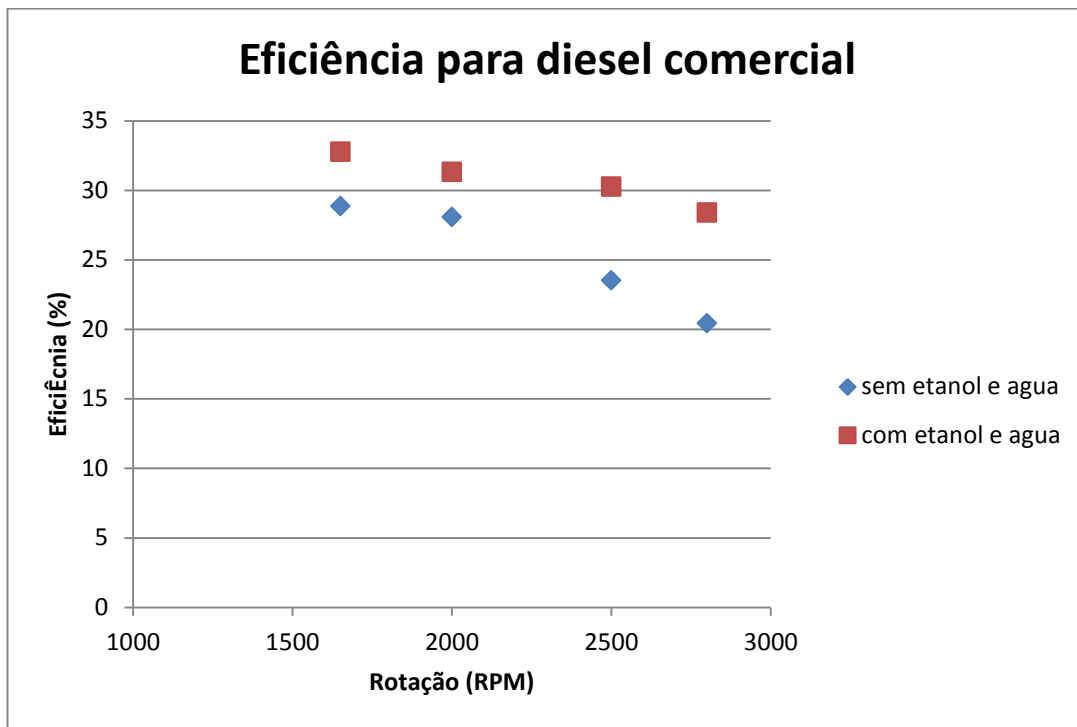


Figura 5.8: Eficiência do motor para diesel comercial (B0 – S500).

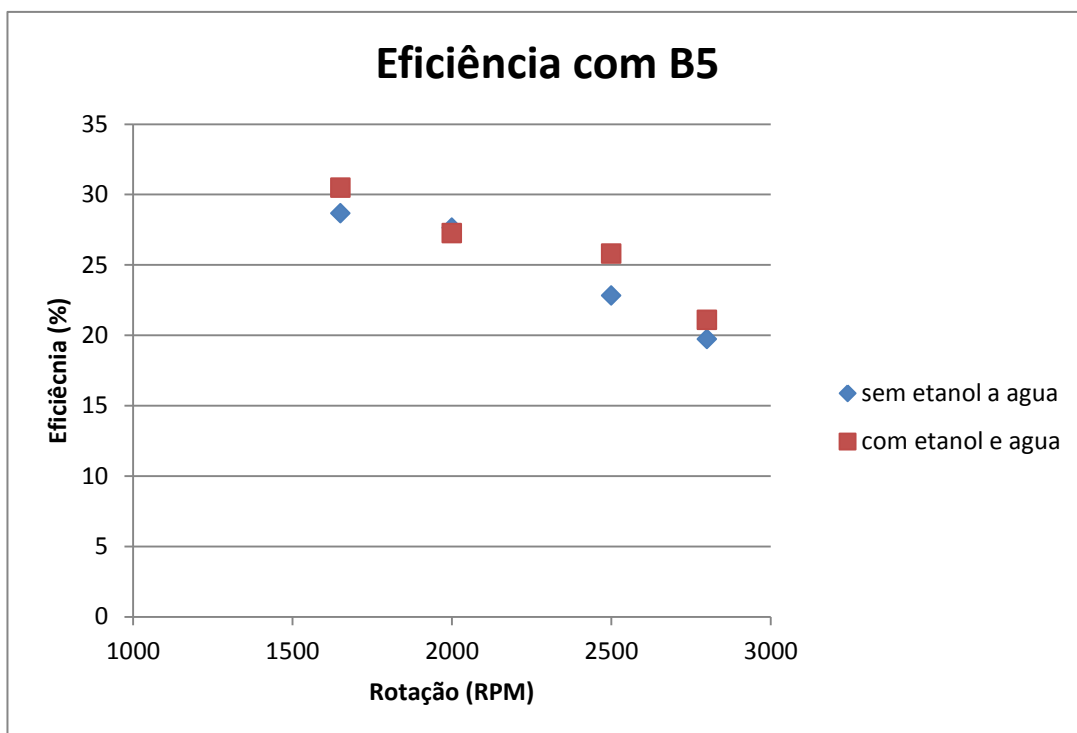


Figura 5.9: Eficiência do motor para B5.

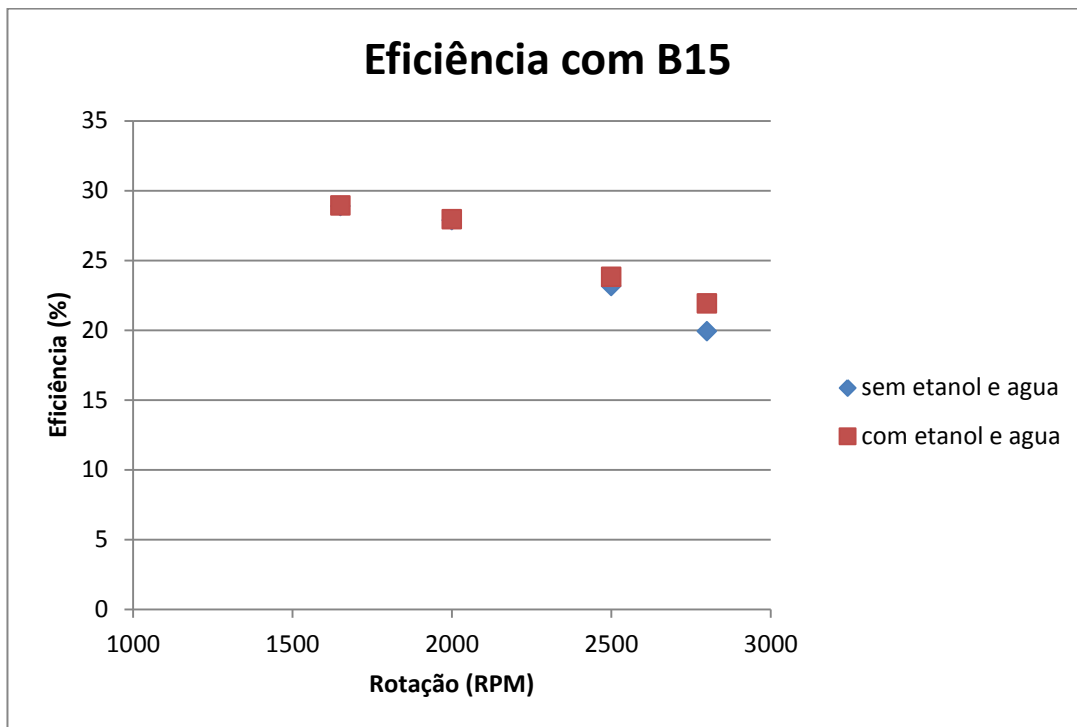


Figura 5.10: Eficiência do motor para B15.

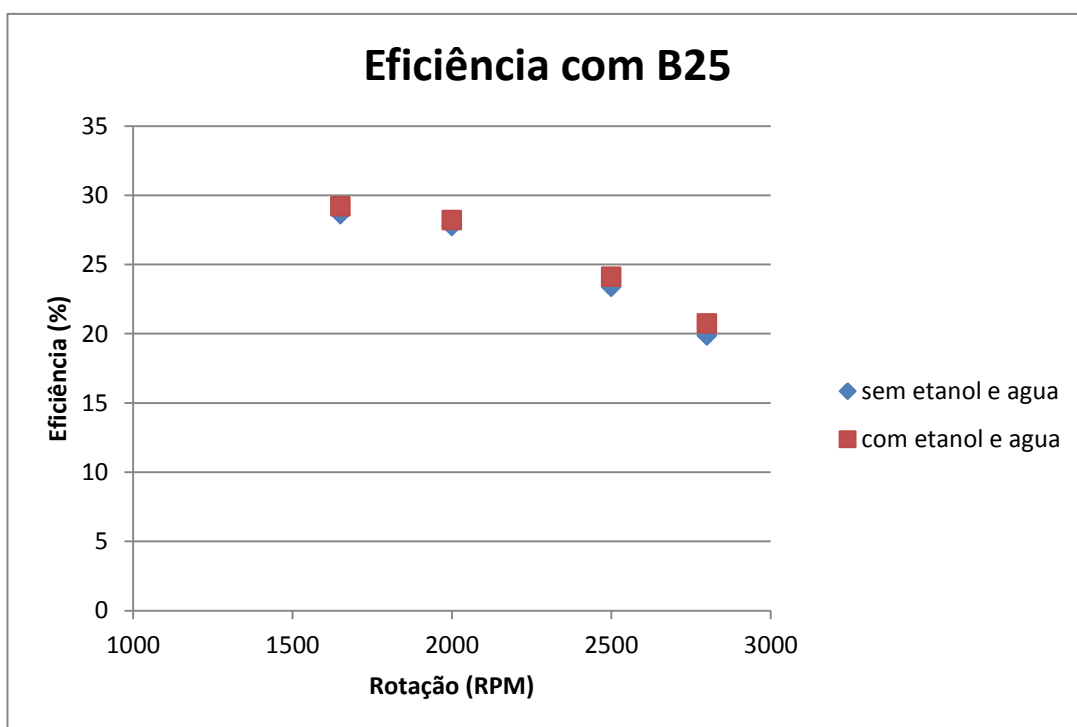


Figura 5.11: Eficiência do motor para B25.

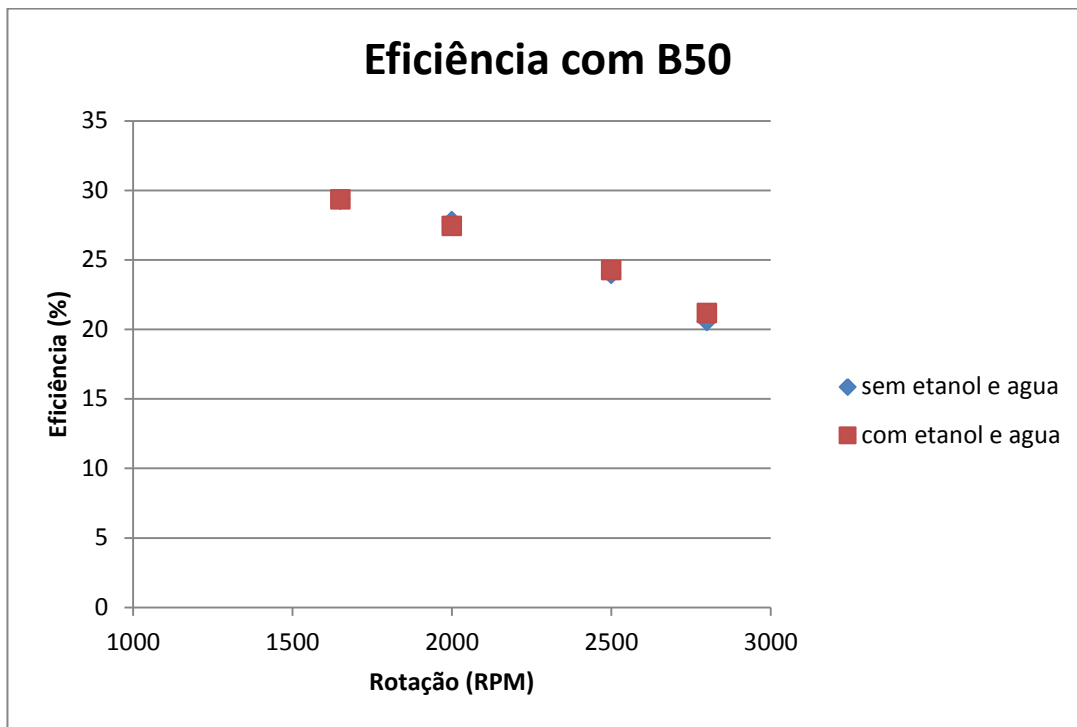


Figura 5.12: Eficiência do motor para B50.

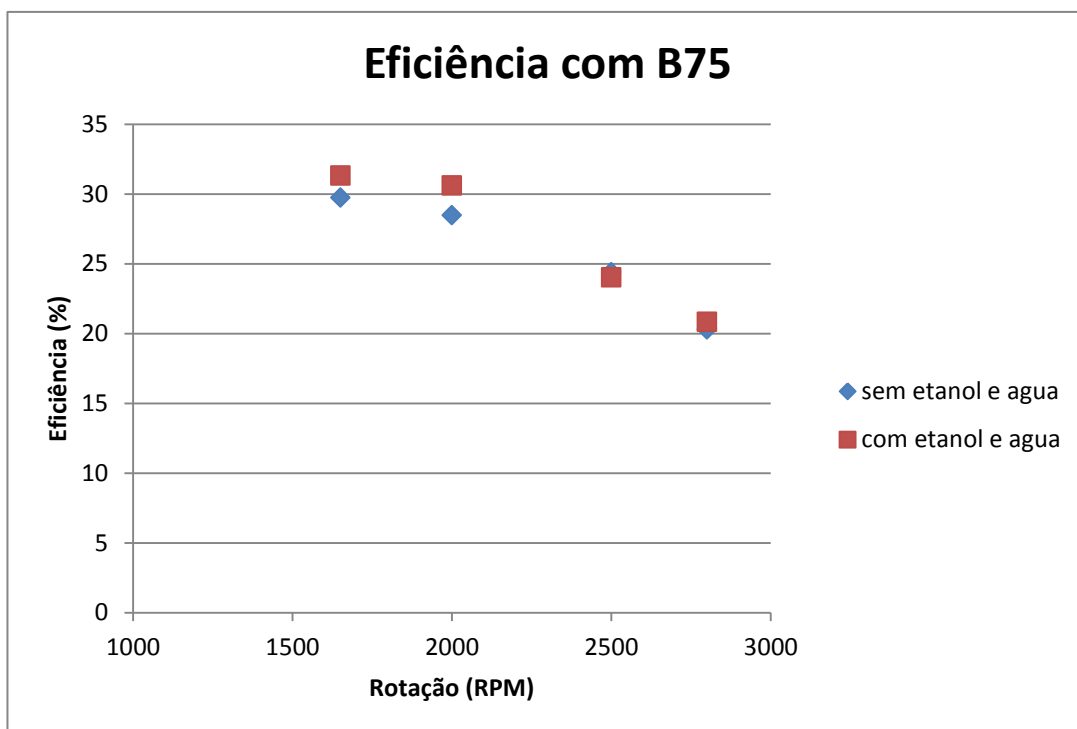


Figura 5.13: Eficiência do motor para B75.

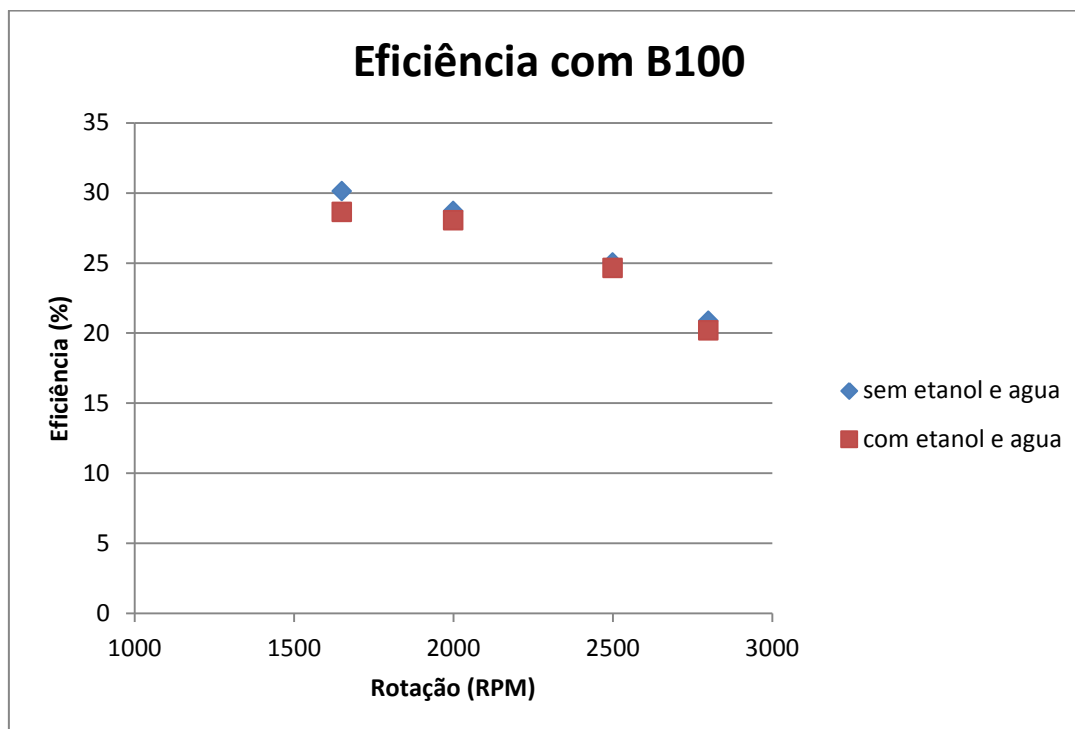


Figura 5.14: Eficiência do motor para B100.

Para o nível de carga testado (75%), a eficiência apresentou um aumento considerável com o uso de diesel comercial puro. O maior aumento da eficiência com o uso desse combustível foi constatado em rotações mais elevadas. A redução na temperatura do ar de admissão proporcionou um aumento na eficiência volumétrica do motor, proporcionado pelo respectivo aumento na massa de ar admitida por causa do aumento da densidade.

A eficiência apresentou aumento nas misturas de menores teores de biodiesel (B0 – S500 e o B5). Para outras mistura, ao momento que se ia aumentando a proporção de biodiesel, esse aumento foi decaindo, ate que o valor obtido com o uso do sistema se tornou praticamente semelhante na condição de sem o uso do sistema. Em misturas em que a proporção de biodiesel se apresentava alta (B75 e B100), ouve um suave decréscimo nas rotações mais elevadas. O biodiesel proporciona um atraso na ignição do motor quando adicionado ao diesel. Com a adição de etanol e água, esse atraso torna-se maior. Outro fato importante a ressaltar consiste nas características do biodiesel. As gotas são maiores e a sua velocidade de propagação de chama são menores que o óleo diesel. Com a redução da temperatura da câmara de combustão com a adição de etanol de água, acarreta na redução da velocidade de propagação de chama e na maior dificuldade de vaporização do biodiesel, reduzindo assim a sua eficiência.

O aumento da eficiência foi constatado por ABU-QUDAIS *et al.* (2000), com a injeção de etanol na admissão. Os autores relatam que o leve ganho de eficiência térmica pode ser atribuído ao atraso da ignição e nesta condição, uma rápida taxa de energia é liberada, reduzindo as perdas de calor para o motor, pois não tem tempo suficiente para que este calor possa deixar o cilindro por transferência de

calor com as suas paredes. Testes realizados por AJAV *et al* (1998), com a injeção de álcool por carburação, constataram pico de eficiência para o motor operando em carga de 75%. A maior admissão de energia dentro do cilindro com a injeção de etanol foi o motivo desse aumento argumentado pelos autores. TESFA *et al.* (2011), analisando a influencia da injeção de agua na admissão do motor, constatou um aumento da eficiência térmica para cargas elevadas, sendo principalmente sentida em rotações mais elevadas. Entretanto, os resultados obtidos contradizem aqueles obtidos por SUBRAMANIAN (2010), o qual constatou uma redução na eficiência térmica para todas as potencia de saída, empregando uma rotação estacionaria de 1.500 RPM.

5.2 EMISSÕES DO MOTOR

As emissões do motor foram determinadas com o auxilio do analisador de gases para o motor operando em regime de carga parcial (75%). As emissões foram realizadas no decorrer dos testes, seguindo a mesma rotina de rotação utilizada na medição do consumo. As medições foram realizadas no mesmo dia, mantendo os mesmos padrões climáticos e operacionais.

Para representar os valores, segue abaixo os valores encontrados das emissões com e sem o uso do sistema de injeção de etanol e agua.

1) B0

As tabelas (5.10) e (5.11) mostram as emissões medidas para o motor operando sem e com o uso do sistema de injeção de etanol e agua, operando com óleo diesel comercial.

Tabela 5.10: Emissões com o uso de diesel comercial (B0 – S500) sem a injeção de etanol e agua.

	CO (% Vol)	CO ₂ (% Vol)	O ₂ (% Vol)	HC (ppm)
1.650	0,050	8,150	9,200	28,000
2.000	0,060	8,400	13,450	28,500
2.500	0,055	9,100	12,000	35,500
2.800	0,055	8,600	12,150	33,500

Tabela 5.11: Emissões com o uso de diesel comercial (B0 – S500) com a injeção de etanol e água.

	CO (% Vol)	CO ₂ (% Vol)	O ₂ (% Vol)	HC (ppm)
1.650	0,150	8,000	9,300	28,000
2.000	0,120	8,900	9,800	61,200
2.500	0,100	8,400	9,600	89,600
2.800	0,100	8,800	9,300	130,000

2) B5

As tabelas (5.12) e (5.13) mostram as emissões medidas para o motor operando sem e com o uso do sistema de injeção de etanol e água, operando com a composição de 5% de biodiesel na mistura do combustível injetado.

Tabela 5.12: Emissões com o uso de B5 sem a injeção de etanol e água.

	CO (% Vol)	CO ₂ (% Vol)	O ₂ (% Vol)	HC (ppm)
1.650	0,050	8,000	9,150	27,500
2.000	0,050	8,000	9,250	26,000
2.500	0,050	7,950	9,400	27,000
2.800	0,055	7,300	9,150	29,000

Tabela 5.13: Emissões com o uso de B5 com a injeção de etanol e água.

	CO (% Vol)	CO ₂ (% Vol)	O ₂ (% Vol)	HC (ppm)
1.650	0,090	7,450	10,250	288,500
2.000	0,100	8,300	8,100	317,500
2.500	0,120	8,250	8,900	409,500
2.800	0,115	7,650	9,450	455,500

3) B15

As tabelas (5.14) e (5.15) mostram as emissões medidas para o motor operando sem e com o uso do sistema de injeção de etanol e água, operando com a composição de 15% de biodiesel na mistura do combustível injetado.

Tabela 5.14: Emissões com o uso de B15 sem a injeção de etanol e água.

	CO (% Vol)	CO ₂ (% Vol)	O ₂ (% Vol)	HC (ppm)
1.650	0,045	8,100	8,850	18,000
2.000	0,025	7,850	9,050	16,500
2.500	0,045	8,300	8,400	16,000
2.800	0,055	8,150	8,700	16,500

Tabela 5.15: Emissões com o uso de B15 com a injeção de etanol e água.

	CO (% Vol)	CO ₂ (% Vol)	O ₂ (% Vol)	HC (ppm)
1.650	0,110	9,000	9,000	105,000
2.000	0,080	9,400	9,400	127,000
2.500	0,090	9,500	9,500	141,000
2.800	0,140	9,100	9,100	184,000

4) B25

As tabelas (5.16) e (5.17) mostram as emissões medidas para o motor operando sem e com o uso do sistema de injeção de etanol e água, operando com a composição de 25% de biodiesel na mistura do combustível injetado.

Tabela 5.16: Emissões com o uso de B25 sem a injeção de etanol e água.

	CO (% Vol)	CO ₂ (% Vol)	O ₂ (% Vol)	HC (ppm)
1.650	0,025	7,200	10,600	20,500
2.000	0,045	8,200	9,400	21,000
2.500	0,050	8,700	8,450	22,500
2.800	0,055	6,900	11,000	23,500

Tabela 5.17: Emissões com o uso de B25 com a injeção de etanol e água.

	CO (% Vol)	CO ₂ (% Vol)	O ₂ (% Vol)	HC (ppm)
1.650	0,080	7,700	9,700	158,000
2.000	0,100	8,100	8,600	183,000
2.500	0,090	6,600	10,100	305,000
2.800	0,110	6,500	11,000	370,000

5) B50

As tabelas (5.18) e (5.19) mostram as emissões medidas para o motor operando sem e com o uso do sistema de injeção de etanol e água, operando com a composição de 50% de biodiesel na mistura do combustível injetado.

Tabela 5.18: Emissões com o uso de B50 sem a injeção de etanol e água.

	CO (% Vol)	CO ₂ (% Vol)	O ₂ (% Vol)	HC (ppm)
1.650	0,025	7,800	9,300	21,000
2.000	0,030	7,900	7,900	20,500
2.500	0,050	8,250	8,050	21,000
2.800	0,055	7,850	8,550	25,000

Tabela 5.19: Emissões com o uso de B50 com a injeção de etanol e água.

	CO (% Vol)	CO ₂ (% Vol)	O ₂ (% Vol)	HC (ppm)
1.650	0,080	7,750	9,400	145,000
2.000	0,080	7,800	9,050	200,000
2.500	0,100	8,300	8,050	327,000
2.800	0,120	8,100	8,800	350,000

6) B75

As tabelas (5.20) e (5.21) mostram as emissões medidas para o motor operando sem e com o uso do sistema de injeção de etanol e água, operando com a composição de 75% de biodiesel na mistura do combustível injetado.

Tabela 5.20: Emissões com o uso de B75 sem a injeção de etanol e água.

	CO (% Vol)	CO ₂ (% Vol)	O ₂ (% Vol)	HC (ppm)
1.650	0,025	4,750	14,000	11,500
2.000	0,025	5,850	12,400	11,500
2.500	0,040	6,350	11,550	14,000
2.800	0,050	7,050	10,650	14,500

Tabela 5.21: Emissões com o uso de B75 com a injeção de etanol e água.

	CO (% Vol)	CO ₂ (% Vol)	O ₂ (% Vol)	HC (ppm)
1.650	0,050	4,200	14,700	52,000
2.000	0,070	4,800	13,800	90,000
2.500	0,090	6,300	11,500	110,000
2.800	0,130	6,750	10,000	118,000

7) B100

As tabelas (5.22) e (5.23) mostram as emissões medidas para o motor operando sem e com o uso do sistema de injeção de etanol e água, operando com 100% de biodiesel.

Tabela 5.22: Emissões com o uso de B100 sem a injeção de etanol e água.

	CO (% Vol)	CO ₂ (% Vol)	O ₂ (% Vol)	HC (ppm)
1.650	0,030	6,550	8,500	17,000
2.000	0,030	6,650	8,750	17,000
2.500	0,040	6,950	8,600	17,000
2.500	0,045	6,700	8,800	19,000

Tabela 5.23: Emissões com o uso de B100 com a injeção de etanol e água.

	CO (% Vol)	CO ₂ (% Vol)	O ₂ (% Vol)	HC (ppm)
1.650	0,650	7,750	9,200	235,000
2.000	0,700	7,850	9,400	311,000
2.500	0,100	7,950	9,200	378,000
2.800	0,110	7,500	9,700	400,000

Analisando as emissões dos poluentes correspondidos a: monóxido de carbono (CO), dióxido de carbono (CO₂) e hidrocarbonetos não queimados (HC); e analisando a taxa de oxigênio liberada pelo escape, é possível traçar o perfil dos respectivos aumentos e reduções de seus índices e classificá-la, de acordo com a mistura utilizada e a rotação empregada. Lembrando-se do fato que as medições de emissões do motor, operando com e sem o sistema de injeção de etanol e água, foram empregadas o mesmo valor de carga parcial de 75% determinada com testes com a respectiva mistura desejada e sem o sistema de injeção. Dessa forma, fixando o parâmetro de carga aplicada, é possível comparar as emissões do motor nas duas situações.

A adição de etanol e água proporcionou um aumento nas emissões de monóxido de carbono para todas as misturas utilizadas (B5, B15, B25, B50, B75 e B100), incluindo o óleo diesel. O percentual de variação apresenta valores de até 233% (obtido para o uso de biodiesel puro – B100 - na faixa de rotação de 1.650 RPM) de acréscimo sobre o valor obtido sem o uso do sistema de injeção.

Para rotações mais elevadas, é possível perceber valores maiores de emissões de CO que em regimes de rotação mais baixos, sendo essa característica comum para as misturas de diesel e biodiesel na maioria das proporções, sendo excluída o biodiesel puro, o qual apresentou valores mais elevados para rotações mais baixas.. O aumento de emissão de CO é resultado de uma combustão incompleta. Tais níveis podem ter sido causados pelo maior atraso da ignição, questão observada nos testes realizados por REIS (2004), o qual ressalta a aparição desse efeito em uma maior presença em cargas parciais. O atraso da ignição acarreta em níveis de temperatura inferiores durante o processo de combustão, afetando-o e desencadeando uma maior produção de monóxido de carbono. Essas características foram relatadas por ABU-QUDAIIS *et al.* (1999) na injeção de etanol por *fumigation* na admissão de um motor do ciclo diesel, os quais relataram um aumento de 21 a 55%, valores abaixo dos obtidos nos resultados aqui presentes. Uma das razões principais dessa diferença consiste na metodologia diferente empregada pelos autores.

TESFA *et al.* (2011) analisaram as emissões de CO em um motor do ciclo diesel com a injeção de água por *fumigation*, sob vários regimes de rotação e identificaram um padrão de aumento nas emissões de CO. Os mesmos autores alegam duas principais fontes de geração desse poluente. Primeiro, a redução da temperatura de pré-combustão pela injeção de água, reduzindo a conversão química do CO para CO₂. Segundo, o carbono sólido reage em altas temperaturas com o vapor de água, aumentando a formação de CO e água no cilindro.

Entretanto, o padrão crescente nos índices de CO pela rotação contradizem os resultados obtidos por TESFA *et al.* (1999), os quais apresentaram um padrão decrescente com o aumento da rotação. Os autores relatam que, quando a rotação e a carga do motor aumentam, as emissões de CO tendem a decrescer. Isso ocorre, pois a razão equivalente entre ar-combustível tende a aumentar com o aumento da rotação, e isso resulta em um aumento na temperatura interna do cilindro que por sua vez aumenta a taxa de reação química de transformação do CO em CO₂.

Como é típico na maioria dos processos de combustão, quando uma grande proporção de combustível sofre combustão incompleta, acarretando em índices elevados de CO, da mesma forma isso influencia nos índices de hidrocarbonetos não queimados (HC), quando o motor opera em modo duplo combustível.

Os padrões de aumento chegaram a níveis extremos, cujos resultados, principalmente para o combustível B100, chegaram a valores próximos de vinte vezes o valor obtido sem o uso do sistema de injeção de etanol e água (combustível B100 na rotação de 2.800 RPM).

Seguindo o mesmo princípio de aumento do monóxido de carbono, os hidrocarbonetos não queimados têm seus índices elevados devido ao efeito de atraso da ignição promovida pela injeção de etanol e água na admissão. ABU-QUDAIS *et al.* (2000) identificaram um aumento nos níveis de HC em seus experimentos e relataram do possível fato do alto calor latente do etanol acarreta em uma redução na velocidade de vaporização e mistura do combustível com o ar, aumentando a proporção de combustível a sofrer combustão incompleta, fato o qual foi reafirmado por CHAUHAN *et al.* (2011). Dessa forma, a vaporização do combustível é mais prejudicada em rotações mais elevadas, onde o tempo de combustão é mais reduzido. Esse fato explica a proporção maior de HC em rotações mais elevadas.

Foi constatado um aumento nos índices de CO₂ com o uso de biodiesel puro, acompanhado de um aumento nos índices de oxigênio, também maiores, quando comparados com o motor operando sem o sistema de injeção por *fumigation*. Entretanto, para o uso de B75, foi constatada uma leve redução nos índices de CO₂ quando comparado os valores obtidos com e sem a injeção.

Em teoria, as emissões de dióxido de carbono teriam de apresentar uma redução proporcional com o aumento nas emissões de hidrocarbonetos não queimados e monóxido de carbono. Entretanto, os índices de oxigênio e de dióxido de carbono apresentam uma média próxima das obtidas sem o uso do sistema de injeção de etanol e água. Isso mostra que uma maior proporção de combustível está sendo queimado dentro da câmara de combustão, com o uso do sistema de injeção de etanol e água. A manutenção do padrão nos índices de oxigênio e de dióxido de carbono e o aumento nas emissões de monóxido de carbono mostram que uma maior quantidade de ar e combustível está sendo admitida pelo motor. Dessa forma, esse fato conduz a dizer que o sistema de injeção de etanol e água proporciona um aumento na quantidade admitida, isso devido à redução da temperatura do ar e o respectivo aumento em sua densidade, condizendo com a teoria proposta sobre o aumento da vazão mássica de ar com o sistema de injeção por *fumigation*.

5.2 ERROS DE MEDIÇÃO

Durante a realização dos testes, erros devem ser considerados na apuração dos resultados. Entretanto, dados relacionados aos seus valores foram restritos. Erros relacionados à questão operacional não possuem valores certos a serem contabilizados e, dessa forma, dificulta para uma análise mais precisa dos resultados.

Os erros referentes à imprecisão da vazão mássica de combustível dependem tanto da imprecisão da balança, quanto a inconstância do fluxo volumétrico de combustível consumido. Em adicional, a verificação da vazão mássica, o qual foi realizado com o auxílio de uma maquina filmadora, apresenta certa imprecisão quanto ao valor final. O único valor que possui, sobre a questão da medição da vazão mássica, é a imprecisão do valor indicado, que consiste em seu menor valor registrado (para display digital), que é de 0,01 grama.

No caso para a imprecisão na medição de carga do motor, não foram conseguidos dados relacionados a imprecisão dos valores. Além disso, devido ao seu longo tempo de funcionamento, os seus erros tendem a aumentar, e o seu valor é difícil de ser contabilizado.

Para a medição de gases, os erros de medição foram disponíveis pelo fabricante do aparelho, como mostrava a tabela (4.1):

- Oxigênio (O₂): 0,1%;
- Monóxido de carbono (CO): 0,01%;
- Dióxido de carbono (CO₂): 0,1%;
- Hidrocarbonetos não queimados (HC): 1 ppm.

Apesar de tais valores, ocorreu uma grande variação dos valores enquanto os testes se mantinham dentro dos patamares de rotações determinados pela metodologia, os quais superavam os valores dos erros supracitados.

Para uma determinação mais precisa dos valores da metodologia de testes empregado neste trabalho, é necessário realização de uma maior bateria de testes, de forma a aumentar o espaço amostral dos valores e assim, determinar com maior acurácia os reais resultados com o uso desse sistema de injeção e uma validação mais precisa de seus resultados.

6 CONCLUSÃO

Este capítulo tem como objetivo apresentar os princípios relevantes para o uso de etanol e água em um motor do ciclo diesel. Nesta etapa, tais conceitos serão analisados de forma que possam ser aplicados apropriadamente na solução dos desafios tecnológicos discutidos na introdução.

O uso de etanol como substituto parcial ao diesel, em motores de combustão interna, pode ser uma opção viável para o Brasil. Após a crise do petróleo na década de 70, houve um considerável aumento nas pesquisas de fontes alternativas de energia, pois o mundo viu a grande dependência que tinha de um único produto.

O Brasil se diferencia por ter uma larga experiência em comercializar o etanol como combustível em motores de combustão interna. Por esse motivo, torna a substituição do diesel pelo álcool como uma solução viável.

Este trabalho mostrou ser possível a injeção de etanol e água na admissão de um motor de combustão interna operando em ciclo diesel. A partir de análise em pesquisas desenvolvidos por grupos de pesquisas os quais estudaram a influência do uso de etanol e água em motores do ciclo Diesel, foi percebido melhoras no que se diz respeito às emissões de NOx e , em alguns casos, um aumento no desempenho de motores operando com a utilização desse sistema. Entretanto, existe uma relação de *trade-off* entre algumas emissões de Particulados, CO, HC, sendo que a percentagem de variação não se apresentava como um parâmetro constante nos vários trabalhos analisados.

Partindo dessa questão, foi analisado a influência do uso de etanol e água por meio de injeção na admissão com o uso de um vaporizador. Foi testado com várias misturas de diesel e biodiesel, onde a proporção de biodiesel corresponde a: diesel comercial puro, 5% (B5), 15% (B15), 25% (B25), 50% (B50), 75% (B75) e 100% (B100).

No uso de diesel em mistura com o biodiesel, nas proporções citadas anteriormente, os consumos específicos se mostraram coerentes com a teoria, onde os valores foram maiores com o uso de etanol e água, uma vez que o álcool possui um poder calorífico inferior menor que o diesel e o biodiesel, sendo então necessário uma análise no âmbito de eficiência para determinar se houve uma melhora na eficiência térmica do motor. Os valores mostraram valores maiores com o uso de diesel comercial puro, e o seu valor foi decrescendo com o aumento do conteúdo de biodiesel na mistura de diesel e biodiesel.

Inicialmente foi verificado a influência da injeção de etanol e água na potência de saída do motor, para o uso de diesel comercial e biodiesel puro. A maior proporção de aumento foi notada para o uso

de diesel comercial puro, com um aumento médio de 12,3% e pico de 14,9%. O biodiesel apresentou um aumento médio menor, de 7,3% com pico de 14,4%. Esse efeito de aumento de potencia apresenta-se com a mesma proporção dos estudos relacionados sobre injeção de etanol e água (TESFA *et al.*, 2011; AJAV *et al.*, 1998; ABU-QUDAIS *et al.*, 2000).

A análise dos gases revelou um aumento nas emissões de HC e de CO, os quais foram previsíveis, pois, como houve uma redução na temperatura da câmara, aumentou a proporção de queima incompleta do combustível, enquanto aquele, deve-se a baixas temperaturas de combustão devido ao alto calor necessário para evaporação do etanol e que com isso, a oxidação dos hidrocarbonetos são prejudicados com tal redução na temperatura. Não foram possíveis as medições de Particulados e de NOx, pois nesta emissão o analisador não podia realizar tal função, enquanto naquela emissão, o medidor de opacidade apresentou problemas de funcionamento durante as medições.

Sugerem-se, para trabalhos futuros, a realização de um maior número de ensaios para determinar, com uma maior precisão, os resultados aqui obtidos. É necessário a realização de medições de NOx e de particulados, para a verificação da influência da injeção de etanol e água nesses índices. Os testes podem se estender para biodieseis diferentes (óleo de fritura, dendê, etc.) para verificar possíveis alterações nos valores encontrados nesse trabalho. Recomenda-se, também, que os futuros testes sejam realizados com motor diesel com injeção eletrônica, e verificar as variações no âmbito de torque, potencia e emissões.

7 REFERÊNCIAS

Este capítulo tem como objetivo apresentar os as referencias bibliográficas utilizadas neste trabalho.

ABU-QUADIS, M.; HADDAD, O.; QUDAISAT, M. The effect of alcohol fumigation on diesel engine performance and emissions. **Energy Conversion & Management**, 28 setembro 1999. 389 - 399.

AJAV, E. A.; SINGH, B.; BHATTACHARYA, T. K. Performance of a Stationary Diesel Engine using Vapourized Ethanol as a Supplementary Fuel. **Biomass and Bioenergy Vol. 15, No 6**, 1998. 493-502.

AVL DITEST. Analisadores de gases e de opacidade para motores do ciclo Otto e Diesel. Disponível em: <<http://www.avlditest.com/AVL-DiCom-4000.147.0.html?&L=1>>. Acesso em: 21 maio 2012.

BIODIESELBR.COM. Disponível em:
<<http://www.biodieselbr.com/estudos/biodiesel/mamona-semi-arido-06.htm?start=14>>. Acesso em: 28 maio 2012.

BUYUKKAYA, E.; CERIT, M. Experimental Study of NO_x emissions and Injection Timing of a Low Heat Rejection Diesel Engine. **International Journal of Thermal Sciences**, p. 1096-1106, 2008.

CHAUHAN, B. S. et al. Experimental studies on fumigation of ethanol on a small capacity Diesel engine. **ENERGY**, 13 Janeiro 2011. 1030 - 1038.

CHENG, C. H. et al. Comparison of emissions of a direct injection diesel engine operating on biodiesel with emulsified and fumigated methanol. **FUEL**, Janeiro 2008. 1870–1879.

CICLO Real de Funcionamiento. **Universidad de Castilla - La Mancha**. Disponível em:
<http://www.uclm.es/profesorado/porrasysoriano/motores/temas/ciclo_real.pdf>. Acesso em: 9 outubro 2011.

DA SILVA, G. V. et al. A Sustentabilidade Ambiental de Uma Planta Piloto para Fabricação de Biodiesel a Partir de Óleo de Fritura Estudo de Caso: UNB/FGA (GAMA-DF), 2010. Disponível em: <<http://www.scribd.com/doc/51471763/A-Sustentabilidade-Ambiental-de-Uma-Planta-Piloto-para-Fabricacao-de-Biodiesel-a-Partir-de-oleo-de-Fritura-Etudo-de-Caso>>. Acesso em: 15 Maio 2012.

DANESI, E. J.; ALMEIDA JR., J. E. D. **Estudo Experimental da Queima de Biodiesel e Alcool em Motores Diesel no Modo Duplo Combustivel**. Brasilia, DF. 2005.

DE CARVALHO, R. H.; MARTINS, W. L. **Avaliação de Desempenho de Biodiesel da Planta Piloto da UnB**. universidade de Brasilia - UnB. [S.l.]. 2011.

FALLA, M. D. P. H. **Desenvolvimento de Tecnologias para Otimizar a Performance de Biodiesel obtidos a partir de Óleos Vegetais de Fritura, e Transferência destes resultados com intuito de Fortalecer o Vínculo Universidade - Empresa**. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo, p. 67. 2008.

HSU, B. D. **Practical Diesel-Engine Combustion Analysis**. [S.l.]: Society of Automotive Engineers (SAE), Inc., v. unico, 2002.

KANG, K. Y.; BAEK, J. H. Turbulence characteristics of tumble flow in a four-valve engine. **Experimental Thermal and Fluid Science**, 1998. 231 - 243.

KOIKE, G. H. A. et al. **Avaliação de sistema de controle digital para fornecer etanol como combustível complementar em motores 4 tempos de ignição por compressão, funcionando com biodiesel para recuperação de potência**. MINERVA - Pesquisa e Tecnologia. [S.l.]. 2010.

MAIBOOM, A.; TAUZIA, X. NOx and PM Emissions Reduction on an Automotive HSDI Diesel Engine with Water-in-Diesel Emulsion and EGR: An Experimental Study. **FUEL**, 2011. 3179–3192.

RAGGI, M. V. K. **Modelagem da Cinética Química de Formação de NOx e CO em motores com ignição por centelha**. Belo Horizonte. 2005.

RAJAN, K.; SENTHILKUMAR, K. R. Effect of Exhaust Gas Recirculation (EGR) on the Performance and Emission Characteristics of Diesel Engine with Sunflower Oil Methyl Ester. **Jordan Journal Of Mechanical and Industrial Engineering**, p. 306-311, 2009.

RESOLUÇÃO ANP Nº 65, DE 9.12.2011 - DOU 12.12.2011. **AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO, GÁS NATURAL E BIOCOMBUSTÍVEIS**, 2011. Disponível em: <http://nxt.anp.gov.br/nxt/gateway.dll/leg/resolucoes_anp/2011/dezembro/ranp%2065%20-%202011.xml>. Acesso em: 20 junho 2012.

RESOLUÇÃO ANP Nº 7, DE 9.2.2011 - DOU 10.2.2011 – RETIFICADA DOU 14.4.2011. **AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO, GÁS NATURAL E BIOCOMBUSTÍVEIS**, 2011. Disponível em: <http://nxt.anp.gov.br/nxt/gateway.dll/leg/resolucoes_anp/2011/fevereiro/ranp%207%20-%202011.xml>. Acesso em: 20 junho 2012.

SAHIN, Z.; DURGUN, O. Theoretical investigation of effects of light fuel fumigation on diesel performance and emissions. **Energy Conversion and Management**, 30 Março 2007. 1952–1964.

SAMEC, N.; KEGL, B.; DIBBLE, R. W. Numerical and Experimental Study of water-oil emulsified fuel combustion. **FUEL**, 2002. 2035–2044.

SENADO Federal. **Portal do sevidor**, 2007. Disponível em: <http://www.senado.gov.br/portaldoservidor/jornal/jornal84/senado_biodiesel.aspx>. Acesso em: 28 maio 2012.

STONE, R. **Introduction to Internal Combustion Engine**. terceira. ed. [S.l.]: Society of Automotive Engineers, Inc., v. unico, 1999.

SUBRAMANIAN, K. A. A Comparison os Water-Diesel emulsion and Timed Injection of Water intothe Intake Manifold of a Diesel Engine for Simultaneous Control of NO and Smoke Emissions. **Energy Conversion and Management**, 2010. 849-857.

Sustentabilidade - Meio Ambiente. **UNICA - União das Indústrias de Cana-de-açúcar**. Disponível em: <<http://www.unica.com.br/content/show.asp?cntCode=>

TAUZIA, X.; MAIBOOM, A.; SHAH, S. R. Experimental study of inlet manifold water injection on combustion and emissions of an automotive direct injection Diesel engine. **ENERGY**, 09 junho 2010. 3628 - 3639.

TAYLOR, C. F. **The Inernal Combustion Engine in Theory and Prattice**. Massachussett: M.I.T. Press, v. 2, 1968.

TESFA, B. et al. Water injection effects on the performance and emission characteristics of a CI engine operating with biodiesel. **Renewable Energy**, 23 julho 2011. 333 - 344.

XING-CAI, L. et al. Effect of cetane nunber improver on heat release rate and emissions of high speed diesel engine fueled with ethanol-diesel blend fuel. **FUEL**, Maio 2004. 2013–2020.

YAMAOKA, R. S. et al. Programa Paranaense de Bioenergia "PR - Bioenergia". IAPAR. [S.l.].